"Hütte," des Ingeniers Taschenbuch

Akademischer Verein Hütte, Hütte

„HÜTTE"

DES INGENIEURS TASCHENBUCH.

22. AUFLAGE.

„HÜTTE"

DES INGENIEURS TASCHENBUCH.

HERAUSGEGEBEN

VOM

AKADEMISCHEN VEREIN HÜTTE, E. V

22. AUFLAGE.

II. BAND.

BERLIN 1915.
VERLAG VON WILHELM ERNST & SOHN.

INHALTSVERZEICHNIS

des zweiten Bandes.

ERSTER ABSCHNITT.

Kraftmaschinen.

Bearbeitet von Regierungsbaumeister Dipl.-Ing. Vogdt (II.); den Ingenieuren Generlich, Martens und Wentzel (III.); Hofrat Professor Dr. Doerfel (IV. A. C.; V. II.); Professor Körner (IV. B.); den Oberingenieuren Forner und Wagner (V. I.); Direktor Dr.-Ing. h. c. Güldner (VI.); Professor Wagenbach (VII. B. I. bis IV.); Professor Dr.-Ing. Braun (VII. B. V.); Hütte: Ausschufs zur Herausgabe wissenschaftlicher Werke (I. VII. A.).

ZWEITER ABSCHNITT.

Meſskunde.

Bearbeitet von Professor Dr.-Ing. Gramberg.

DRITTER ABSCHNITT.

Arbeitsmaschinen.

Bearbeitet von Konstruktionsingenieur Rambuscheck (I.); Geh. Regierungsrat Professor Kammerer (II. A. bis C., F. bis L.); Direktor Schrader (II. D.); Dipl.-Ing. Schellewald (II. E.); Professor Buhle (III.); Ingenieur Abt (IV.) und Dipl.-Ing. Goetze (V. VI.).

VIERTER ABSCHNITT.

Schiffbau und Schiffsmaschinenbau.

Bearbeitet von Schiffbau-Ingenieur F. V. Meyer (I.) und Marinebaurat Laudahn (II.).

FÜNFTER ABSCHNITT.

Automobilbau.

Bearbeitet von Dr. techn. Heller.

SECHSTER ABSCHNITT.

Beleuchtung.

Bearbeitet von Regierungsbaumeister Bolstorff.

SIEBENTER ABSCHNITT.

Elektrotechnik.

Bearbeitet von Oberingenieur Dipl.-Ing. Kesten (I. II.); Professor Feldmann (III. IV.); Professor Philippi (V. bis VII., IX.); Dr.-Ing. Dietrich (VIII. A. a.); Oberingenieur Dipl.-Ing. Idelberger (VIII. A. b. bis e., B.).

Sachverzeichnis.

Bearbeitet von Ingenieur Ludloff.

Berichtigung.

Seite 504 Zeile 3 v. u. lies Glaser Ann. 1915 I. S. 85 ff. anstatt 1914 II.

1. ABSCHNITT.

Kraftmaschinen.

I. Belebte Motoren.

Die **Arbeit** A eines belebten Motors (I. Bd., Mechanik) erreicht bei einer ausgeübten mittleren Kraft P in kg, einer mittleren Geschwindigkeit v in m/sk des Angriffpunktes von P in der Richtung von P und einer mittleren wirklichen Arbeitzeit t in sk einen größten Wert (die günstigste Arbeitsleistung)

$$A = Pvt \text{ mkg.}$$

Ist die Geschwindigkeit, mit welcher der belebte Motor arbeitet, v_1 (statt v) und die tägliche Arbeitzeit t_1 (statt t), so ist nach Maschek in diesem Falle die ausgeübte mittlere **Kraft**

$$P_1 = \left(3 - \frac{v_1}{v} - \frac{t_1}{t}\right) P.$$

Leistung eines kräftigen Mannes am Hebel der Feuerspritze bei einer Arbeitzeit von 2 Minuten bis zu 0,5 PS; i. M. 0,36 PS an Wagenspritzen, 0,38 PS an Abprotzspritzen.*)

Nach Rziha**) ist als Mittelwert von 30 unabhängigen Beobachtungen der verschiedenartigsten Beschäftigungen mittelkräftiger Arbeiter (von 65 bis 80 kg Gewicht) bei 12stündigen Schichten, also etwa 10stündiger wirklicher Arbeitzeit, die mittlere menschliche Nutzleistung zu setzen:

$$N_e = {}^1/_{21} \text{ PS} \quad \text{oder} \quad A = (75 : 21) \cdot 60 \cdot 60 \cdot 10 = 128\,570 \text{ mkg.}$$

Dies ist gleich der mechanischen Arbeit, die durch die Umsetzung von etwa 300 WE entsteht.

Die durch Ermüdung verursachten Pausen betragen i. M. 35% der wirklichen Arbeitzeit.

Auf 1 PS_e kann man bei tierischen Motoren etwa 720 kg Lebendgewicht rechnen. Das Gewicht des Pferdes ist 300 bis 600 kg, das des Ochsen 900 bis 1300 kg, das des Maulesels 200 bis 350 kg, das des Esels 120 bis 200 kg.

---

*) C. Bach, Die Konstruktion der Feuerspritzen, S. 90 u. 91; Stuttgart 1883.
**) F. Rziha, Die mittlere Leistung eines Arbeiters, Z. d. V. d. I. 1894 S. 642.

Kraft P, Geschwindigkeit v, Leistung E und Tagesarbeit A belebter Motoren.

(Wirkliche Arbeitzeit $t = 8$ st $= 28\,800$ sk.)

Motor ohne oder mit Maschine	P kg	v m/sk	$E = Pv$ mkg/sk	$A = 28\,800\ Pv$ mkg
Mann, ohne Maschine	15	0,8	12	345 600
„ am Hebel . . .	5	1,1	5,5	158 400
„ an der Kurbel*) .	10	0,8	8	230 400
„ an der Handramme	14	0,45	6,3	181 440
„ am Göpel . . .	12	0,6	7,2	207 360
„ am Haspelseil . .	25	0,3	7,5	216 000
„ an der Zugkette .	30	0,4	12	(nicht andauernd)
„ am Steigrad . .	64	0,15	9,6	276 480
Pferd, ohne Maschine	60	1,25	75	2 160 000
„ am Göpel**) . .	45	0,9	40,5	1 166 400
Ochse, ohne Maschine	60	0,8	48	1 382 400
„ am Göpel . . .	65	0,6	39	1 123 200
Maulesel, ohne Masch.	50	1,1	55	1 584 000
„ am Göpel . . .	30	0,9	27	777 600
Esel, ohne Maschine .	40	0,8	32	921 600
„ am Göpel . . .	14	0,8	11,2	322 560

Arbeitsleistung der Zugtiere s. III. Band, Straßenbau.

II. Windräder.

A. Allgemeines.

Allgemeine Formeln über **Winddruck** auf bewegte Flächen Bd. I, Mechanik luftförmiger Körper.

Damit ein Windrad möglichst dauernd betrieben werden kann und nicht zu grofs wird, soll die verlangte Leistung bei einer **Windgeschwindigkeit**

$$v = 4 \text{ m/sk}$$

erreicht werden. An der Küste und besonders frei gelegenen Punkten wird statt dessen

$$v = 5 \text{ bis } 6 \text{ m/sk}$$

zugrunde gelegt.

Die einem Windrade zur Verfügung stehende Energie in PS ergibt sich **angenähert** aus der lebendigen Kraft der die Flügel in 1 sk treffenden Luftmasse:

$$N = \frac{\gamma F v^3}{150\, g}.$$

Hierin bedeutet:

γ das Gewicht von 1 cbm Luft in kg,
F die Projektion der gesamten Flügelfläche in qm,
v die Windgeschwindigkeit in m/sk,
$g = 9{,}81$ m/sk² die Beschleunigung des freien Falles.

*) Nach A. Riedler ist für ununterbrochene Förderung an der Kurbel $P = 7$ bis 8 kg, $v = 0{,}9$ m/sk, also $E = 6{,}3$ bis $7{,}2$ mkg/sk, $A = 181\,440$ bis $207\,360$ mkg.

**) Die Zugbäume (Schwengel) seien 4,5 bis 6 m lang.

Der Einflufs des statischen Luftdruckes infolge der Saugwirkung läfst sich rechnerisch bisher nicht berücksichtigen.

Windturbinen der Vereinigten Windturbinen-Werke, Dresden.

Raddurchmesser d in m	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	10	11	12
F in qm	2,9	4,8	5,2	7,2	8,5	11	13,7	16,7	18,8	22,4	24,7	28,8	31,4	36	44	52,7	65,6
Angenäherte Leistung in PS bei einer Windgeschwindigkeit von 5 m/sk	0,16	0,25	0,3	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3	4	5	6
Angenäherte Leistung in PS bei einer Windgeschwindigkeit von 7 m/sk	0,6	0,75	1	1,5	2	2,5	3	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	8	10	14

Kegel-Windmotoren System Soerensen.

Raddurchmesser d in m	3,8	5,4	6,6	7,6	8,5	9,3	10,1	10,8	12	13,2	14,7	17	19	20,8	22,5	24	26,85
Angenäherte Leistung in PS bei einer Windgeschwindigkeit von 7 m/sk	1	2	3	4	5	6	7	8	10	12	15	20	25	30	35	40	50

Anderseits ist der durch Wirbelung entstehende Energieverlust wie auch der aus der lebendigen Kraft des abziehenden Windes sich ergebende Verlust unbekannt.

Der mechanische Wirkungsgrad η eines Windrades wird durch die Flügelform und durch die Verteilung der Flügel im Rade beeinflufst.

Abb. 1.

Abb. 2.

Abb. 3.

Für das Rad allein gilt $\eta = \sim 0{,}6$ bis $0{,}9$.

B. Bauarten der Flügel und Räder.

Baustoff der Flügel: Eichen- oder Hickory-Holz oder schwaches Stahlblech.

1. Fest mit dem Rade verbundene Flügel. Gewölbt, kehren dem Winde die hohle Seite zu. Windschief entsprechend der nach aufsen zunehmenden Umfangsgeschwindigkeit des Rades. An der Achse bleibt ein Kreis vom Durchm. $\sim \frac{d}{3}$ als wenig wirksame Fläche

von Flügeln frei. Zwischen den Flügeln ausreichende Querschnitte für den abziehenden Wind.

2. **Bewegliche Flügel.**

a) Halladay-Rad (Abb. 1, S. 3). Einzelne Flügelgruppen, um Achsen *nn* drehbar, gemeinsam zu verstellen.

b) Reinsch-Rad (Abb. 2, S. 3). Einzelne Flügel gemeinsam um radiale Achsen drehbar.

c) Soerensen-Kegelmotor (Abb. 3, S. 3). Meistens 6 Flügel aus einzelnen gemeinsam bewegten Klappen zusammengesetzt.

C. Selbsteinstellung der Windräder nach der Windrichtung.

1. **Einstellung durch Fahne** (Hauptfahne, Abb. 4) für kleine und mittlere Räder. Einfache Anordnung.

2. **Einstellung durch Windrose** (Abb. 3, S. 3). Windrose einfach oder doppelt, dreht das Windrad um einen fest mit dem Turm verbundenen Zahnkranz. Für grofse Räder vorgezogen, da Stöfse bei der Einstellung vermindert werden.

D. Regelung der Windräder.

1. **Regelung durch Oeffnen und Schliefsen des Rades** (Halladay-, Reinsch-, Soerensen-Rad). Am geöffneten Rade Angriffsfläche für den Wind sehr gering, aber viele Schmierstellen.

2. **Regelung durch Drehen des ganzen Rades gegen die Windrichtung** (Abb. 4). (Anordnung der Vereinigten Windturbinen-Werke, Dresden.) Zu starker Wind klappt durch Einwirkung auf die Seitenfahne die Radebene gegen die Hauptfahne.

Ausrücken des Rades mufs auch von Hand von ebener Erde aus mittels Drahtzuges möglich sein.

Abb. 4.

E. Aufstellung.

Die Unterkante des Windrades soll nach Reinsch alle im Umkreis von 200 bis 300 m vorhandenen Bäume, Bauten usw. um 2 bis 3 m überragen.

Einfachste Aufstellung kleiner Räder auf einem nach den Seiten verspannten Holzmaste. Gröfsere Räder auf Holz- oder Eisenturm, wenn möglich auf einem Dache aufgebaut. Oben auf dem Turm ist, in Kugel- oder Walzenlager drehbar, das Fundament des Rades angeordnet. Auf Sturmsicherheit ist Rücksicht zu nehmen. Ueber zugrunde zu legenden Winddruck I. Bd., Mechanik.

F. Anwendung.

1. **Zur Wasserförderung:**

a) mit Schnecke oder ähnlichen Einrichtungen, b) mit Kolbenpumpen.

Das Gewicht des Gestänges, das etwa alle 2 bis 3 m am Gerüst geführt ist, ist auszugleichen. Zwischen Schubstange und dem Hauptgestänge Kupplung, die Drehung der Radebene um die Turmachse gestattet. Selbsttätige Abstellung des Rades bei gefülltem Hochbehälter ist vorzusehen.

2. **Für Mühlen und landwirtschaftliche Betriebe.**

Bei gleichzeitigem Antrieb einer Welle durch Windrad und Wärmekraftmaschine ist eine Sperrkupplung vorzusehen, welche bei schwachem Winde das Mitschleppen des Windrades durch die zweite Kraftmaschine vermeidet.

3. **Zum Dynamo-Antrieb.***)

Sicherung der Dynamo (Wendepolmaschine) gegen plötzliche Ueberlastung durch Windstöfse: 1. Automat, der Widerstände in den Erregerstromkreis einschaltet. 2. Dynamo ist mit einer „Hülfsdynamo" verbunden, die einen Nebenschlufsregler ersetzt, so dafs die Spannung der Hülfsdynamo der Spannung der „Hauptdynamo" entgegenwirkt (SSW).

Sicherung der Dynamo gegen Rückstrom von der Batterie bei zu schwachem Winde: Automat, der die Dynamo von der Batterie abschaltet.

Die Gröfse der Akkumulatorenbatterie wird gewöhnlich so gewählt, dafs sie den Strombedarf für 2 Tage des gröfsten Verbrauches decken kann. Aushülfsantriebkraft empfehlenswert. Wenn die Batterie für 3 Tage ausreicht, ist Aushülfsantriebkraft meist entbehrlich.

III. Dampfkessel.

Besondere Angaben über **Lokomotivkessel** Abschn. Eisenbahnwesen; über **Schiffskessel** Abschn. Schiffsmaschinenbau.

(A.P.B. bedeutet Allgemeine Polizeiliche Bestimmungen vom 17. 12. 08 S. 67.)

Allgemeines.

Wasser-, Dampf-, Speiseraum usw.

1. Wasserraum. Der Wasserraum sei möglichst grofs bei fortwährendem Betriebe oder wenn zuweilen auf kurze Zeit grofse Dampfmengen verlangt werden; er sei möglichst klein, wenn der Betrieb öfter und für längere Zeit unterbrochen wird, oder wenn möglichst schnell der nötige Druck erzeugt werden mufs.

2. Dampfraum. Im Dampfraum vermindert sich die Menge des mitgerissenen Wassers; er ist daher in Fällen häufig oder plötzlich gesteigerter Dampfentnahme entsprechend grofs zu bemessen.

Der Dampfdom ermöglicht es, den Dampf an einem hoch gelegenen Punkte des Kessels zu entnehmen, und dient gleichzeitig zum Anbringen der Dampfentnahme- und Sicherheitsventile.

Um zu starkes Mitreifsen von Wasser zu verhindern und trockneren Dampf zu erzielen, bedient man sich häufig eines unter dem Scheitel

---

*) ETZ 1907 Heft 37 und 1908 Heft 52. — Schweiz. ETZ 1908 S. 449 u. 462. — Maschinen-Ztg. 1909 Nr. 23.

des Kessels angeordneten Dampfentnahmerohres (Abb. 4, S. 8), das nur in seinem oberen Teil mit Einströmungslöchern oder -schlitzen versehen ist. Querschnitt des Dampfentnahmerohres sowie Querschnitt der Löcher oder Schlitze gleich dem doppelten Querschnitte der Dampfentnahmeventile.

Auf die Menge des mitgerissenen Wassers ist auch die Gröſse des Wasserspiegels (verdampfende Oberfläche) von Einfluſs. Der Dampf enthält 3 bis 6 % Wasser bei mittlerer Beanspruchung des Kessels. Höhere Dampferzeugung verursacht zunehmende Dampffeuchtigkeit und erfordert Wasserabscheider oder Dampfüberhitzer.

3. Der **Speiseraum** ist der Raum zwischen dem höchsten und dem niedrigsten Wasserstande; er sei möglichst groſs bei veränderlichem Dampfverbrauch.

4. Das **Gewicht eines Dampfkessels** erhält man annähernd richtig, wenn man zu dem aus den reinen Abmessungen ermittelten Gewichte noch 20 bis 25 % hinzufügt für Ueberblattungen, Winkeleisen, Laschen, Nietköpfe usw. Tragpratzen und Stutzen bestimme man besonders.

5. **Aufstellungsort:** Feststehende Dampfkessel müssen in besonderen Kesselhäusern mit leichter Bedachung aufgestellt werden unter Wahrung eines Heizerstandes von etwa 3 m Länge bei gröſserer Heizfläche.

Bezüglich der Aufstellung unter oder über bewohnten Räumen § 15 der A. P. B.

A. Kesselarten.

Im folgenden bezeichne

F die Raumbeanspruchung (Grundfläche) für 1 qm Heizfläche in qm,
J_w den Wasserinhalt für 1 qm Heizfläche in l,
J_d den Dampfinhalt für 1 qm Heizfläche in l,
O die verdampfende Oberfläche für 1 qm Heizfläche in qm,
M die höchst zu erzeugende Dampfmenge für 1 qm Heizfläche und Stunde in kg.

1. Groſswasserraumkessel.

Diese Kessel gewähren eine gute Wärmeausnutzung, bequemstes Reinigen, bei gutem Schornsteinzug hohe Dampferzeugung auch bei plötzlich gesteigerter Dampfentnahme, haben aber den gröſsten Platzbedarf.

Kesselart	F	J_w	J_d	O	M
Einflammrohrkessel	0,5—0,7	200—250	75—90	0,25—0,3	20—25
Zweiflammrohrkessel	0,45—0.50	180—220	80—100	0,22—0,3	22—28
Doppelkessel					
Doppelflammrohre					
2 Dampfräume	0,22—0,24	170—180	80—100	0,2	20—22
1 Dampfraum	0,25	220—225	40—50	0.1	20
Flammrohr unten, Heizrohre oben					
2 Dampfräume	0,15	100—110	30—35	0,075—0,1	18—20
1 Dampfraum	0,125	120—125	20—25	0,041—0,05	18

a. Ein- und Zweiflammrohrkessel.

Uebliche Gröſse: Einflammrohrkessel bis 30 qm, Zweiflammrohrkessel bis 120 qm Heizfläche.

Einmauerung nach folgenden Abbildungen, wobei zu beachten ist, dafs Luftisolierschichten im Mauerwerk die Wärmeausnutzung günstig beeinflussen. Die Flammrohrschüsse sind glatt (Adamsonsche Versteifung) oder aus Wellrohr. Lagerung der Kessel mit geringem Fall nach vorn auf Kesselstühlen.

Ist D der **Durchmesser** des Mantels, d der Flammrohr-Durchmesser an der weitesten Stelle, so ist

bei Einflammrohrkesseln $d = 0{,}5\,D$, bei Wellrohren etwas gröfser,
bei Zweiflammrohrkesseln $d = 0{,}5\,D - 250$ bis $0{,}5\,D - 300$ mm.

Gröfster Durchmesser der glatten Flammrohre = 900 mm, der Wellrohre 1300 bis 1400 mm; kleinster Durchmesser der glatten Flammrohre für Einflammrohrkessel = 500 mm, für Zweiflammrohrkessel = 600 mm; kleinster Durchmesser der Wellrohre 750 bis 800 mm. Gröfster Manteldurchmesser des Einflammrohrkessels 1800 bis 2000 mm. Seitliche Lagerung des Flammrohres vorteilhaft. Gröfster Manteldurchmesser der Zweiflammrohrkessel = 2400 mm, kleinster = 1800 mm.

1. Einflammrohrkessel.

Das Flammrohr ist seitlich angeordnet. Die Lagerböcke dürfen das Reinigen und Befahren der Feuerzüge nicht erschweren. Kulissen in

Abb. 1.

Abb. 2.

grofsen Feuerzügen von Vorteil. Schlammluke in der vorderen Stirnwand unten und Laufschiene im Kesselinneren erforderlich.

2. Zweiflammrohrkessel.

Infolge des Oberzuges wird der Dampf getrocknet. Besser wird Veredelung des Dampfes erreicht durch Einbau eines Ueberhitzers,

der hinter den Flammrohren angeordnet wird. Für Maschinenbetrieb ist Anbringung eines Ueberhitzers als Regel anzusehen (Abb. 6).

Abb. 3. Wellrohrkessel.

Abb. 4. Stufenrohrkessel, H. Pauksch, Landsberg a. W.

Abb. 5. Zweiflammrohrkessel mit Oberzug.

Abb. 6.

Abb. 7. Dreiflammrohrkessel, H. Paucksch, Landsberg a. W.

b. Doppelkessel.

1. Flammrohrkessel mit Flammrohrkessel, übereinanderliegend,

a) mit Dampfraum im Unter- und Oberkessel;

Abb. 8.

b) mit Dampfraum nur im Oberkessel.

Abb 9.

2. Flammrohrkessel mit Heizrohrkessel, übereinanderliegend,

a) mit Dampfraum im Unter- und Oberkessel;

Abb. 10.

b) mit Dampfraum nur im Oberkessel.

Abb. 11. Carl Melzer, Halle.

Schnitt a-b *Schnitt c-d*

Der unter 1. angegebenen Ausführung ist der Vorzug zu geben, weil die Heizrohre (Abb. 10 u 11) von Rufs und Flugasche häufig gereinigt werden müssen und die Beseitigung des Kesselsteins schwer durchführbar ist. Dampferzeugung für Heizflächeneinheit gering, da eine der Heizfläche entsprechende Rostfläche — der Bedienung wegen — nicht untergebracht werden kann. Die Rohrwände müssen zur Vermeidung von Undichtigkeiten von Kesselstein möglichst freigehalten werden. Uebliche Führung der Heizgase: Flammrohre des Unterkessels, Flammrohre bzw. Heizrohre des Oberkessels, Mantel des Oberkessels, Mantel des Unterkessels. Verbindung von Unter- und Oberkessel besser durch nur einen Stutzen; im übrigen Lagerung des Oberkessels auf Lagerböcken.

2. Heizrohrkessel.

Die Feuergase gehen durch die Rohre.

Kesselart	F	J_w	J_d	O	M
Heizrohrkessel mit Unterfeuerung	0,2—0,3	70—80	40—50	0,06—0,08	15—18
Feuerbuchskessel mit vorgehenden Heizrohren	0,25—0,3	110—130	20—30	0,125—0,15	17—22
Feuerbuchskessel mit rückkehrenden Heizrohren	0,2—0,25	100—120	50—60	0,125—0,15	18—20

a. mit Unterfeuerung. Nur noch selten ausgeführt.

Starke Schlammablagerungen auf der Kesselsohle können zu Ausbeulungen führen. Anordnung der Heizrohre in zwei Bündeln zum Befahren und Reinigen der Kessel. Bei möglichst großer Anzahl müssen die Rohre so angeordnet sein, dafs sich die Reinigung von Kesselstein leicht durchführen läfst.

Uebliche Einmauerung: Ein Unterzug als erster Feuerzug, das Rohrbündel als zweiter Zug und zwei Seitenzüge als dritter Feuerzug. Aufhängung des Kessels ist zu empfehlen.

Abb. 12.

b. mit Innenfeuerung oder Feuerbuchskessel (liegend).

Besonders verwendet als bewegliche und feststehende Lokomobil- und als kleinere Schiffskessel. Der Ueberhitzer liegt in der Rauchkammer.

1. Mit vorgehenden Heizrohren.

Abb. 13.

NW

Abb. 14.

NW

Abb. 15. R. Wolf-Magdeburg.

NW

Abb. 16. H. Lanz-Mannheim.

NW

Die Maschine ist in der Regel auf dem Kessel angeordnet, daher geringer Raumbedarf.

Der Kessel mit ausziehbarem Rohrsystem (Abb. 14, 15 u. 16) ermöglicht gute Reinigung.

2. Mit rückkehrenden Heizrohren.

Hauptsächlich für kleinere Schiffskessel angewendet (bis etwa 100 qm Heizfläche).

Abb. 17. Schiffskessel. Carl Melzer, Halle.

Ueber stehende Feuerbuchskessel s. unter Kessel für Kleinbetriebe.

3. Wasserrohrkessel (engrohrige Siederohrkessel).

Die Heizgase umspülen die Rohre. Gasführung senkrecht (Abb. 18, 20, S. 14 u. a.) oder wagerecht (Abb. 19 u. 22, S. 14 u. 15); ersterer ist der Vorzug zu geben.

Abb. 18. A. Borsig, Tegel.

Grofse Heizfläche auf kleiner Grundfläche, daher gute Platzausnutzung. — Infolge kleinen Durchmessers der Rohre und Oberkessel hohe Dampfspannung bei geringer Wandstärke möglich. — In Verbindung mit mechanischer Rostbeschickung Gröfse der Heizfläche

Abb. 19. Simonis & Lanz, Frankfurt a. M.

Abb. 20. Babcock & Wilcox, Oberhausen.

wenig beschränkt. (Kesseleinheiten bis 500 qm ausgeführt.) Trotz hoher Dampferzeugung leichte Bedienung.

Beseitigung des Kesselsteins aus den Rohren zeitraubend und schwierig. — Während des Betriebes tägliches Säubern von Rufs und Flugasche durch Abblasen erforderlich. — Abdichten der Wasser-

kammerverschlüsse bedingt grofse Sorgfalt. Kostspielige Instandhaltung des Mauerwerks im Feuerraum. — Bei angestrengtem Betriebe nasser Dampf; Ueberkochen möglich, daher am besten in Verbindung mit Ueberhitzer. — Wasserreinigung bei hartem Speisewasser notwendig.

Abb. 21. Steinmüller, Gummersbach.

Abb. 22. Büttner, Uerdingen.

Wasserkammerkessel bis 6 at mit nahtlosen Rohren von nicht mehr als 100 mm l. W. und von den Heizgasen nicht bestrichenem Oberkessel **unter bewohnten Räumen** aufstellbar.

Abb. 23. Wilhelmshütte, Sprottau.

Abb. 24.
Hochleistungskessel der Deutschen Babcock & Wilcox Dampfkessel-Werke, Oberhausen.

Gröfste Dampferzeugung auf kleinster Grundfläche. — Weitestgehende Platzausnutzung durch Anordnung des Vorwärmers — und in neuerer Zeit vielfach auch des Schornsteines mit künstlichem Zuge über dem Kessel.

Kesselart	F	J_w	J_d	O	M
2 Wasserkammern und 1 Oberkessel	0,125—0,15	50—75	25—40	0,075—0,1	20—22
2 Wasserkammern und 2 Oberkessel	0,075—0,15	75—100	30—50	0,10—0,15	20—25
Ohne Wasserkammern und ohne Oberkessel	0,07—0,1	25—30	15—20	0,02—0,025	12—14
Hochleistungs- und Steilrohrkessel	0,075—0,15	35—60	15—20	0,02—0,03	25—30

a. mit Wasserkammern und Oberkessel.

Die Wasserkammern, deren ebene Wände durch Stehbolzen zu versteifen sind, müssen des guten Wasserumlaufes wegen genügend tief gebaut werden (200 bis 300 mm). Die Rohre steigen meistens von hinten nach vorn. Die Oberkessel sind meistens eingemauert, seltener mit Wärmeschutzmasse umgeben. Bei Maschinenbetrieb wird in der Regel ein Ueberhitzer angeordnet, der zwischen Wasserrohren und Oberkessel liegt.

b. Steilrohrkessel.

An Stelle der Wasserkammern treten hier zylindrische Kessel; keine Wasserkammerverschlüsse. Schwierige Rohrreinigung.

Abb. 25. Stirling-Kessel.
Hannoversche Maschinenbau-A.-G. vorm. G. Egestorff, Hannover.

Abb. 26. Garbe-Kessel.
Düsseldorf-Rathinger Dampfkesselwerke vorm. Dürr & Co.

c. ohne Wasserkammern und ohne Oberkessel.*)

Abb. 27. Büttner, Uerdingen.

*) Vgl. unter Kessel für Kleinbetriebe (S. 21) Lilienthal-Kessel.

Da ein gröfserer Dampfraum fehlt, ist der Dampf auch bei geringerer Anstrengung des Kessels ziemlich nafs. Durch Einbau eines Ueberhitzers kann Besserung geschaffen werden.

Die Rohrköpfe werden durch aufgeschraubte Verbindungstücke miteinander verbunden. Abdichten an den Verbindungstellen schwierig. Abrostungen und Beschädigungen infolge zu starken Nachziehens der Verschlufsschrauben während des Betriebes geben zu Unfällen Veranlassung. Mit Rohren bis 100 mm l. W. bei beliebiger Dampfspannung Aufstellung unter bewohnten Räumen zulässig. Neuerdings verdrängt durch den Zweikammerkessel mit Oberkessel (6 at, nahtlose Rohre, Oberkessel aufserhalb der Heizgase).

Den Uebergang vom Grofswasserraumkessel zum Wasserrohrkessel bildet der Mac-Nicol-Kessel (Abb. 28).

Abb. 28. Mac-Nicol. *Schnitt a–b.*

4. Kessel für Kleinbetriebe.

Ausgeführt in verschiedenen Formen. Sie finden Verwendung in kleineren Betrieben (kleinen Brauereien, Waschanstalten, chemischen Fabriken, Tiefbauarbeiten usw.). Ausführung auch mit Ueberhitzer.

Kesselart	F	J_w	J_d	O	M
Stehender Feuerbuchskessel mit Quersiedern	0,15—0,3	75—100	50—75	0,1—0,15	15
Stehender Heizrohrkessel	0,06—0,1	50—90	20—25	0,05—0,1	12

Abb. 29, S. 20: Der Kessel besitzt einen verhältnismäfsig grofsen Dampf- und Wasserraum. Es ist empfehlenswert, das Rauchrohr in seinem

dampfberührten Teile durch ein Einhängerohr vor der Einwirkung der Feuergase zu schützen. Ein Mannloch mufs im Kesselmantel oberhalb der Feuerbuchsdecke angebracht sein. Vor jedem Quersieder und am Fufse des Kesselmantels sind Reinigungsöffnungen vorzusehen.

Abb. 30: Auch hier können Einhängerohre von Vorteil sein, wenn genügend Schornsteinzug vorhanden ist. Die untere Rohrwand ist öfters von Schlamm und Kesselstein zu reinigen, um das Leck werden der Rohre zu verhindern.

Abb. 31: Die Enden der Fieldrohre müssen mindestens 15 mm über die Feuerbuchsdecke herausragen, oder es mufs das Durchrutschen der Rohre durch die Feuerbuchsdecke auf andere wirksame Weise (Bördelung usw.) verhindert werden. Die Rohre dürfen nur so lang sein, dafs man mit der Schürstange nicht anstofsen kann. Einhängerohre bewirken besseren Wasserumlauf und gröfsere Haltbarkeit der Fieldrohre.

Abb. 31.
Fieldrohr-Kessel.

Bei den in Abb. 29 bis 31 dargestellten

Abb. 29.

Abb. 30.

Kesseln und solchen ähnlicher Bauart wird zwischen Kessel und Mauersockel ein gußeiserner Ring oder Untersatz angeordnet, um bei etwaigen Undichtheiten der Schlammlochverschlüsse Abrostungen der unteren Mantel- und Feuerbuchskante zu verhindern.

Abb. 32: Wasserrohrkessel mit schlangenförmig gebogenen Rohren. Bei kleineren Ausführungen bildet ein Teil der Rohre zugleich den Rost. Der Kessel liefert schnell Dampf, erfordert wenig Raum, ist ohne Oberkessel bei beliebiger Dampfspannung unter bewohnten Räumen

aufstellbar; er wird bis zu 300 qm Heizfläche ausgeführt.*) Seine Bedienung erfordert gröfste Aufmerksamkeit, die Reinigung von Kesselstein ist umständlich; am besten wechselt man einzelne Rohrgruppen

Abb. 32. Lilienthal-Kessel.

Schnitt a-b.

aus. Der Nachteil des geringen Wasser- und Dampfraumes kann durch Anordnung eines Oberkessels und Dampfsammlers bzw. Einbau eines Ueberhitzers verringert werden.

B. Dampfüberhitzer.

Der Vorteil der Ueberhitzer besteht in

1. dem Nachverdampfen des mitgerissenen Wassers,

2. der Raumvergröfserung des dem Kessel entnommenen und des aus dem mitgerissenen Wasser gebildeten Dampfes,

3. der Verminderung oder dem Fortfall der Kondensationsverluste in der Dampfleitung und Erzielung trocknen Dampfes an der Verwendungstelle.

Bei der Bestimmung der Heizfläche des Ueberhitzers ist aufser der Menge des zu überhitzenden Dampfes dessen Gehalt an mitgerissenem Wasser (S. 6), ferner die gewünschte Dampftemperatur sowie die Temperatur der Feuergase im Ueberhitzerraum zu berücksichtigen. Letztere ist abhängig von der Gröfse der Kesselheizfläche, welche von den Gasen bestrichen wird, ehe diese an den Ueberhitzer gelangen (vorgelagerte Heizfläche).

Für 1 qm Ueberhitzerheizfläche, 1 st und 1^0 C Temperaturunterschied zwischen Dampf und Feuergasen ist bei schmiedeeisernen Ueberhitzern die Wärmedurchgangszahl im Mittel $k = 20$ bis 30 und mehr. —

*) Diese Gröfsen sind selten; meist findet er in kleineren Betrieben und ohne Ueberhitzer Verwendung; daher ist er unter „Kessel für Kleinbetriebe" erwähnt.

Zum Ueberhitzen von 1 kg trocknen Dampfes um 1° sind ∾ 0,54 WE erforderlich (Abschn. Wärme).

Zur Vermeidung von Druckverlusten im Ueberhitzer genügend grofse bzw. viele Rohrquerschnitte. Zu geringe Dampfgeschwindigkeit ergibt zu hohe Erwärmung der Ueberhitzerrohre. — Uebliche Dampfgeschwindigkeit im Ueberhitzer ∾ 10 bis 15 m/sk, im Dampfentnahmerohr für Heifsdampf ∾ 50 m/sk, für Sattdampf ∾ 20 m/sk. — Gröfse der Ueberhitzerheizfläche ∾ 0,25 bis 0,4, vorgelagerte Kesselheizfläche ∾ 0,3 bis 0,4 der wasserbespülten Kesselheizfläche.

Bau und Ausführung.

Baustoff für die Ueberhitzerrohre fast ausschliefslich nahtlos gezogene (Mannesmann-Rohre), schlangenförmig gebogene oder spiralförmig gewundene Rohre von 25 bis 40 mm l. W., für die Sammelrohre geschweifste oder nahtlos gezogene, runde oder quadratische Rohre von 120 bis 180 mm l. W. oder auch Stahlgufsrohre. — Kupfer darf bei Heifsdampf auch nicht in der Dampfleitung verwendet werden. — Rohre durch Einwalzen, seltener durch aufgewalzte Flanschen mit Verschraubung an den Sammelrohren befestigt. Einwalzstellen durch Ausschnitte in der gegenüberliegenden Wand, die durch Verschlufskappen oder eingeschraubte Stopfen verschlossen werden, zugänglich. Vermeidung von Flanschenverbindungen, die in den Feuerzügen liegen (Abb. 33).

Durch in die Feuerzüge eingebaute Klappen soll der Ueberhitzer beim Anheizen des Kessels, wo Wärmeabgabe an strömenden Dampf

Abb. 33.

nicht stattfindet, ausschaltbar und im Betriebe regelbar sein. Füllen des Ueberhitzers während der Anheizperiode mit Wasser und Regelung der Dampftemperatur durch Mischung mit Frischdampf nicht empfehlenswert. — Sichere, die Ausdehnung der Ueberhitzerschlangen nicht hindernde Lagerung. Vermeidung von Querschnittverengungen der Feuerzüge, durch die Verminderung des Zuges herbeigeführt wird, von Wassersäcken in den Rohrschlangen und von Rufsansammlungen durch genügende Entfernung der Rohre voneinander. — Zugänglichkeit und leichte Reinigung der Rohre durch Abblasen mit Dampf oder Prefsluft vorzusehen.

Arten der Ueberhitzer.

a. Unmittelbar gefeuerte.

Selten und mit schlechtem Erfolge ausgeführt.

b. Mittelbar gefeuerte.

Eingebaut an einer Stelle der Feuerzüge des Kessels, wo die Heizgase 500 bis 600°, höchstens 700° Temperatur haben. Bei weniger als 400° Gastemperatur wird eine wirksame Ueberhitzung nicht mehr erzielt. — Je nach den Verhältnissen bis 400° Dampftemperatur erreichbar. Führung des Dampfes zur besseren Wärmeübertragung im Gegenstrom oder teils Gleich-, teils Gegenstrom (Abb. unter Kesselarten).

Temperaturverlust in der Rohrleitung je nach Güte der Umhüllung 0,5 bis 1° C für 1 m Rohrlänge. Ventile und Flanschen sind bei Heifsdampf sorgfältig zu verkleiden.

Nach preufsischer Ministerialverfügung vom 31. August 1901 ist die Anbringung eines Sicherheitsventils am Ueberhitzer erforderlich, ferner eine Einrichtung, die es ermöglicht, sowohl die Dampfleitung vor ihrem Eintritt in den Ueberhitzer wie den Ueberhitzer selbst von Wasser zu befreien, gebotenenfalls durch Ausblasen, wenn der Ueberhitzer nicht von einem Punkte aus entwässert werden kann.

C. Konstruktion der Dampfkessel.

1. Berechnung der Materialstärken auf Grund der A. P. B.*)

Für die Berechnung der Materialstärken und für die Art des Materials sind die in den A. P. B. enthaltenen Bauvorschriften für Landdampfkessel in Deutschland allein mafsgebend (S. 81 ff).

2. Gröfse der Kesselbleche.

Ueber normale Mafse, Gewichte und Grundpreise sowie über Abweichungen hiervon s. i. Schlufs d. Abschn. den Auszug zu der Ueberpreisliste der deutschen Grobwalzwerke (S. 101).

3. Verbindung der Kesselteile.

a. Allgemeines.

Die Verbindung der Kesselteile erfolgt durch Nietung, Schweifsung, Einwalzen und Verschraubung.

1. Nietung.

Maschinelle Nietung bei starken Blechen erforderlich und auch allgemein üblich. Handnietung nur bei schwachen Blechen zu verwenden und an Stellen, welche für Maschinennietung unzugänglich sind.

Vorschriften über Vernietung S. 82 der A. P. B.

Die **Wahl der Vernietungsart** ist von dem besonderen Falle und von der Kostenermittelung abhängig; z. B. erhält man bei der teureren Doppellaschennietung geringere Blechstärken als bei Ueberlappungsnietung.

*) A. P. B. bedeutet: Allgemeine Polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Landdampfkesseln; erlassen durch den Bundesrat am 17. Dezember 1908.

Bei Blechdicken über 1,2 cm empfiehlt sich die einschnittige, einreihige Vernietung nur noch für die Quernähte des Kessels.

Bei hohen Dampfspannungen und grofsen Kesseldurchmessern sind die Ueberlappungsnietungen, bei denen Niet und Blech stark auf Biegung beansprucht werden, möglichst zu vermeiden.

Hinsichtlich der Quernähte kommt in Betracht, dafs die in der Richtung der Achse eines zylindrischen Kessels vom Durchmesser D bei p kg/qcm Ueberdruck auftretende Spannung σ_v' im Bleche von der Dicke s aus der Näherungsgleichung $^1/_4\,\pi D^2 p = \pi D s \,.\, \sigma_v'$ sich zu

$$\sigma_v' = \frac{D}{4\,s}\,p$$

ergibt, während die Spannung σ_v winkelrecht dazu, d. h. in der Richtung des Umfanges, sich aus der Gleichung $Dp = 2\,s\,.\,\sigma_v$ zu

$$\sigma_v = \frac{D}{2\,s}\,p$$

berechnet, also **doppelt** so grofs ist wie σ_v'. Infolgedessen erhalten Kessel bei zweireihiger Längsnaht nur einreihige Quernaht, solange nicht σ_v' so grofs wird, dafs eine zweireihige Quernaht angezeigt erscheint.

Bei Beurteilung der Inanspruchnahme des Kessels in der Richtung seiner Achse darf nicht übersehen werden, dafs liegende Kessel mehr oder minder wie Träger auf Biegung beansprucht werden und dafs einseitige Erwärmung die Beanspruchung erhöhen kann.

Bleche, bei denen eine höhere Zugfestigkeit als 36 kg/qmm in Anspruch genommen werden soll, dürfen zu Mantelteilen nur verwendet werden, wenn die Verarbeitung kalt oder rotwarm stattfindet, wenn die Kanten gehobelt, gedreht, gefräst oder — mangels anderer Möglichkeit der Bearbeitung — gemeifselt werden, wenn ihre Verbindung in den Längsnähten durch **Doppellaschennietung** erfolgt und die Nietung maschinell hergestellt wird.

Haeder*) macht für die Wahl der Nietungsart folgende Angaben: Mafseinheit für die zulässige Belastung einer Nietverbindung $= \Sigma$ kg auf 1 cm Blechbreite

$$= w = n \cdot \frac{\pi d^2}{4} k_n : t = \frac{Dp}{2},$$

worin

$D =$ Durchm. des Kessels in cm, | $d =$ Durchm. der Niete,
$p =$ Ueberdruck in at, | $k_n =$ Gleitwiderstand nach Bach,
$n =$ Zahl der Niete, | $t =$ Teilung in cm.

Man bestimme w und wähle nach folgendem Schema die Nietverbindungen:

$\frac{Dp}{2} = w =$	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1400
Längsnaht	$1\,r\,\ddot{U}$**)			$2\,r\,\ddot{U}$			$3\,r\,\ddot{U}$	$2\,r\,L$ (Doppellasche)***)			
Rundnaht	$1\,r\,\ddot{U}$							$2\,r\,\ddot{U}$			

*) Haeder, Die Dampfkessel. Wiesbaden 1910.
**) $1\,r\,\ddot{U}$ bedeutet: einreihige Ueberlappungsnietung.
***) L bedeutet: Laschennietung.

$\frac{Dp}{2} = w =$	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800
Längsnaht	$3\,r\,L$ (Doppellasche)				$4\,r\,L$ (Doppellasche)			
Rundnaht	$2\,r\,Ü$ oder $3\,r\,Ü$							

Vernietungsarten I. Bd., Abschn. Maschinenteile.

Die **Wandstärke** errechnet sich aus der in den A. P. B. gegebenen Formel

$$s = \frac{D p x}{200\,K \cdot z} + 1 \quad \text{oder} \quad p = \frac{200\,K \cdot z\,(s-1)}{D x} \text{ in mm.*)}$$

Das Verhältnis z der Festigkeit der Naht zu derjenigen des vollen Bleches wird in den einzelnen Nietreihen, mit der äufsersten Reihe beginnend, bestimmt. Die Scherfestigkeit des Nietes von 23 mm Durchm. sei in folgendem Beispiel (Abb. 34) zu 0,8 der Zugfestigkeit des Bleches angenommen. Die Festigkeitszahl hebt sich in der folgenden Berechnung heraus:

1. **Aeufserste Reihe:**

$$z = \frac{15 \cdot (156 - 23)}{15 \cdot 156} = 0{,}85.$$

2. **Zweite Reihe:** Es ist zu beachten, dafs, wenn das Blech in dieser Reihe reifsen würde, das Niet der äufsersten Reihe abgeschert werden müfste. Die Scherfestigkeit dieses Nietes kommt also zur Festigkeit des Bleches der Reihe 2 hinzu.

$$z = \frac{15 \cdot (156 - 2 \cdot 23) + 1 \cdot \frac{\pi \cdot 23^2}{4} \cdot 0{,}8}{15 \cdot 156} = 0{,}847.$$

3. **Erste Reihe;** hier müfsten 5 Nietquerschnitte abgeschert werden.

$$z = \frac{15 \cdot (156 - 2 \cdot 23) + 5 \cdot \frac{\pi \cdot 23^2}{4} \cdot 0{,}8}{15 \cdot 156} = 1{,}41.$$

Es ist also mit $z = 0{,}847$ zu rechnen.

Abb. 34.

Nietdurchm. 23 mm.

Die von F. Prohmann berechneten Tafeln (S. 26) enthalten Werte, die guten praktischen Ausführungen entsprechen; sie bieten einen gewissen Anhalt beim Entwerfen von Nietungen.

2. Schweifsung.

Hauptsächlich angewendet für Kesselteile mit äufserem Drucke: Flammrohre, Feuerbuchsen, Rauchrohre; ferner bei Dampfdomen, Wasserkammern, Quersiedern und Verbindungstutzen mit innerem Drucke.

*) Werte von K und x S. 82 der A. P. B.

s = Blechdicke in mm, d = Nietdurchmesser in mm, t = Nietteilung in mm, z = Festigkeitsverhältnis der Naht zum vollen Bleche.

Blechdicke	Einschnittige Nietung (Ueberlappungs- und einseitige Laschennietung)						Zweischnittige Nietung (Doppellaschennietung)					
	Flußeisen-Niete in Flußeisen-Blech			Schweißeisen-Niete in Flußeisen-Blech			Flußeisen-Niete in Flußeisen-Blech			Schweißeisen-Niete in Flußeisen-Blech		
s	d	t	z	d	t	z	d	t	z	d	t	z
	Einfache Naht (I. Bd., Abschn. Masch.-Teile, Abb. 46)						**Einfache Naht (I. Bd., Abschn. Masch.-Teile, Abb. 50)**					
7	17	44	0,61	17	41	0,59	15	53	0,72	15	48	0,69
8	18	45	0,60	18	42	0,57	16	54	0,70	16	49	0,68
9	19	46	0,59	19	43	0,56	17	55	0,69	17	50	0,66
10	20	47	0,57	20	44	0,55	18	56	0,68	18	51	0,65
11	21	48	0,56	21	45	0,53	19	58	0,67	19	53	0,64
12	22	49	0,55	22	46	0,52	20	59	0,66	20	54	0,63
13	23	50	0,54	23	47	0,51	21	61	0,65	21	55	0,62
14	24	51	0,53	24	48	0,50	22	63	0,65	22	57	0,61
15	25	53	0,52	25	49	0,49	23	65	0,65	23	59	0,61
16	26	54	0,52	26	51	0,48	24	66	0,64	24	61	0,61
17	27	55	0,51	27	52	0,48	25	68	0,63	25	63	0,60
18	28	57	0,51	28	53	0,47	26	70	0,62	26	64	0,59
	Zweifache Naht (I. Bd., Abschn. Masch.-Teile, Abb. 47)						**Zweifache Naht (I. Bd., Abschn. Masch.-Teile, Abb. 51)**					
8	16	58	0,72	16	54	0,70	14	72	0,81	14	65	0,78
9	17	60	0,71	17	55	0,69	15	74	0,80	15	66	0,77
10	18	61	0,70	18	56	0,68	16	76	0,79	16	68	0,76
11	19	63	0,69	19	58	0,67	17	79	0,78	17	71	0,76
12	20	65	0,69	20	59	0,66	18	82	0,78	18	73	0,75
13	21	66	0,68	21	61	0,66	19	85	0,77	19	76	0,75
14	22	68	0,68	22	63	0,65	20	87	0,77	20	78	0,74
15	23	70	0,67	23	65	0,65	21	90	0,76	21	81	0,74
16	24	72	0,67	24	66	0,64	22	93	0,76	22	84	0,74
17	25	74	0,67	25	68	0,63	23	96	0,76	23	86	0,73
18	26	76	0,67	26	70	0,63	24	99	0,76	24	89	0,73
19	27	78	0,66	27	72	0,63	25	102	0,75	25	92	0,73
20	28	80	0,66	28	74	0,62	26	106	0,75	26	95	0,73
	Dreifache Naht (I. Bd., Abschn. Masch.-Teile, Abb. 49)						**Dreifache Naht (I. Bd., Abschn. Masch.-Teile, Abb. 52)**					
12	18	72	0,75	18	65	0,73	16	92	0,83	16	82	0,81
13	19	74	0,74	19	68	0,72	17	96	0,82	17	85	0,80
14	20	77	0,74	20	70	0,71	18	100	0,82	18	89	0,80
15	21	80	0,74	21	73	0,71	19	104	0,82	19	93	0,80
16	22	82	0,74	22	75	0,71	20	108	0,81	20	97	0,80
17	23	85	0,73	23	78	0,71	21	113	0,81	21	100	0,79
18	24	88	0,73	24	80	0,70	22	117	0,81	22	104	0,79
19	25	91	0,73	25	83	0,70	23	121	0,81	23	108	0,79
20	26	94	0,72	26	86	0,70	24	126	0,81	24	112	0,79
21	27	97	0,72	27	88	0,69	25	130	0,81	25	116	0,78
22	28	99	0,72	28	91	0,69	26	134	0,81	26	120	0,78
23	29	102	0,72	29	94	0,69	27	138	0,80	27	124	0,78
24	30	105	0,72	30	96	0,69	28	141	0,80	28	128	0,78
25	31	108	0,71	31	99	0,69	29	145	0,80	29	132	0,78
26	32	112	0,71	32	101	0,68	30	149	0,80	30	136	0,78
27	33	114	0,71	33	104	0,68	31	154	0,80	31	140	0,78
28	34	117	0,71	34	106	0,68	32	158	0,80	32	144	0,78

Zur Erzeugung der Schweifshitze bedienen sich die Schweifsereien fast ausschliefslich des Wassergases. Neuerdings hat das bequemere und billigere sog. „autogene" Schweifsverfahren vielfach Aufnahme gefunden. (Gemenge von Azetylen- und Sauerstoffgas oder von Wasserstoff- und Sauerstoffgas oder auf elektrischem Wege.) Für Kesselteile, die auf Zug oder Biegung beansprucht werden, soll man es im allgemeinen nicht anwenden. Es stellt große Anforderungen an die Sachkenntnis, Erfahrung und Zuverlässigkeit des Schweifsers. Daher soll man diese Schweifsungsart überhaupt nur dann anerkennen, wenn sie in zuverlässiger Schweifserei ausgeführt worden ist. Autogenes Schweifsen ohne eigentliches Schmieden (Stauchen in Weifsglut durch Hämmern) unzulässig.

3. Einwalzen.

Nur angewendet zur Verbindung von Rohren mit Rohrwänden. Näheres S. 28.

4. Verschraubung.

Hauptsächlich angewendet bei ausziehbaren Heizrohrkesseln zur Verbindung des Rohrsystems mit dem Kesselmantel und bei stehenden Feuerbuchskesseln mit geteiltem Kesselmantel zur Verbindung der Mantelteile.

b. Einzelheiten.

1. Verbindung von Boden mit Mantel.

1. Mittels nach innen, seltener nach aufsen umgebördelter Böden (Abb. 35).

2. Mittels aufsen- oder innenliegender Winkelringe (Abb. 36 u. 37).

Abb. 35.

Abb. 36.

Abb. 37.

2. Verbindung von Boden mit Flammrohr.

1. Die **gewölbten** Böden erhalten maschinell gezogene Aushalsungen, welche zur Aufnahme der Flammrohre dienen. Der vordere Boden ist meistens mit

Abb. 40.

Abb. 43.

Abb. 38.

Abb. 39.

Abb. 41.

Abb. 42.

nach aufsen, der hintere Boden immer mit nach innen durchgezogenen Aushalsungen versehen (Abb. 38 u. 39 S. 27).

Dasselbe gilt für **ebene** Böden (Abb. 40 S. 27).

2. Mittels aufsen- oder innenliegender Winkelringe bei ebenen Böden (Abb. 41, 42 u. 43 S. 27).

3. Verbindung von Feuerbüchse mit Mantel.

1. Mittels zwischengelegten, starken, flufs- oder schweifseisernen Ringes (Abb. 44).

2. Mittels ⊓-Eisenringes (Abb. 45).

Abb. 44. Abb. 45. Abb. 46. Abb. 47. Abb. 48.

3. Mittels erweiterter Feuerbüchse (Abb. 46).

4. Dsgl. mittels zwischengelegten Flacheisenringes (Abb. 47); ermöglicht leichtere Kesselreinigung als bei 46.

5. Mittels doppelt gekröpften Ringes (Abb. 48), selten.

4. Verbindung neben- oder übereinanderliegender zylindrischer Mäntel.

Durch angenietete, in der Langnaht meist geschweifste **Stutzen:** Schweifseisen (Bördelblech) oder Flufseisen (Feuerblech) (Abb. 8 u. f.). Blechstärke nicht unter 10 bis 12 mm bei 400 bis 500 mm Durchm. und einfacher Nietnaht der Krempe; erhält die Krempe (bei hohem Dampfdrucke) doppelte Nietnaht, so sei die Blechdicke nicht unter 15 bis 17 mm.

Herstellung der Stutzen

1. aus einem Stück; am meisten angewendet und zu empfehlen;

2. aus zwei Teilen durch Zusammenflanschen mit zwischengelegtem Dichtungsringe, wenn die Flanschen zusammengeschraubt, oder mit flufs- oder schweifseisernem Stemmringe, wenn sie zusammengenietet sind; die letztere Art ist die bessere.

Abb. 49 u. 50.

D+3mm D D D+3mm

5. Verbindung von Rohren mit Rohrwand.

Heizrohre: Die Rohre werden mittels Rohrwalze mit glatten Rollen an die Lochwandungen der Rohrwand geprefst und die dem Feuer zugekehrten Rohrenden mittels Bördeleisens gebördelt (Abb. 49 u. 50). Besser geschieht das Umlegen der Rohrenden durch sog. „Ueber den Dorn Stemmen". Zu **Ankerrohren** zwecks Versteifung ebener Rohrwände gegeneinander (etwa

10 % aller Rohre) werden starkwandige (etwa 4 bis 6 mm starke) Rohre verwendet, in die Böden eingeschraubt und aufgewalzt.

Wasserrohre: Die nahtlos gewalzten (Mannesmann-) Rohre werden glatt in die Wasserkammer-Rohrwände gewalzt und nicht gebördelt, aber an den Enden kegelig erweitert (Abb. 51).

Zum Einwalzen und Reinigen der Wasserrohre dienen kreisförmige Oeffnungen, welche sich in der der Rohrwand gegenüberliegenden Wasserkammerwand befinden. Die Verschlüsse dieser Oeffnungen werden so ausgebildet, dafs der Verschlufsdeckel durch den Kesseldruck an die Wasserkammerwand geprefst wird. Einen bewährten Wasserkammerverschlufs zeigt Abb. 52.

Abb. 51. Abb. 52.

4. Verstärkungen.

a. Flammrohrversteifungen.

Bei glatten Rohren: Durch **Flanschenverbindung** der einzelnen Schüsse nach Adamsonscher Art (Abb. 53). Ein zwischengenieteter Flacheisenstemmring, etwa 10 mm stark, reicht auf der Feuerseite bis an die Bördelung oder Krempe des Flammrohrschusses und überragt wasserseitig etwa um 10 mm die Kanten der angenieteten Krempen.

Abb. 53. Abb. 54.

Bei Wellrohren: Die Wellen der 6 bis 8 m langen Schüsse bilden eine natürliche Versteifung bei genügender Elastizität, so dafs weitere Verstärkungen entbehrlich sind. Die einzelnen Flammrohrschüsse werden ineinandergeschoben und überlappt genietet (Abb. 54).

b. Verankerung ebener Wandungen.

Durch Stehbolzen: Haben die zu versteifenden Wandungen einen nur geringen Abstand voneinander (Feuerbüchs- und Wasserkammerwände), so werden sie durch Stehbolzen verankert, die in die mit Muttergewinde versehenen Wandungen eingeschraubt und an den vorstehenden Enden vernietet zu werden pflegen (Abb. 55). Stehbolzen, welche im Kernmittelpunkt mit durchgehender schwacher Bohrung versehen werden, haben den Vorteil, dafs etwaiges Reifsen des Stehbolzens innerhalb der Kesselwandungen sich durch ausströmenden Kesselinhalt sofort bemerkbar macht (vgl. Bauvorschr. für Landdampfkessel S. 89).

Abb 55.

Durch durchgehende Rundeisenanker oder Ankerrohre: Zur Verankerung von Böden und Rohrwänden gegeneinander bei kurzen Kesseln (Feuerbüchskessel für Lokomobilen, Lokomotiven und Dampfschiffe sowie Heizrohrkessel mit Unterfeuerung). (Genaueres B. f. L. unter X, 2).

Abb. 56.

Durch Eckanker: Zur Versteifung ebener Stirnböden gegen den Kesselmantel. Der aus ungeschweifstem Blech bestehende Anker sei möglichst lang. Er wird am Mantel und am Boden mittels je zweier Winkeleisen durch Nietung verbunden (Abb. 56).

Durch I-, ⊥- oder ⅃|L-Träger, die auf die oberen Stirnböden genietet werden (veraltete Ausführung). — Kugelförmig gewölbte Böden bedürfen einer Versteifung überhaupt nicht.

Durch Bügel- oder Deckenträger zur Versteifung von Feuerbüchsdecken, S. 89.

c. Verstärkung von Ausschnitten.

Alle Ausschnitte (Mannlöcher, Schlamm-, Handlöcher, Stutzenöffnungen, Ausschnitte im Mantel des Oberkessels bei Wasserrohrkesseln zur Verbindung mit den Wasserkammern u. dgl.) sollen nicht gröfser sein als erforderlich; insbesondere gilt das für den Ausschnitt im Kesselmantel, für den Dampfdom (Abb. 57). Die Ränder aller Ausschnitte sind, wenn durch die Art der Ausschnittherstellung (maschinell umgezogene

Abb. 57.

Abb. 58.

Ränder der Mannlöcher in Stirn- und Domböden) eine Verstärkung nicht schon gegeben ist, zu versteifen. Zu diesem Zwecke werden die Ränder der Ausschnitte durch aufgenietete Ringe aus Flach- oder Winkeleisen eingefafst. Verstärkungsringe für gewöhnliche Mannlöcher 80 bis 100 mm breit und 12 bis 18 mm stark. Die Domkrempe ist mit dem Kesselmantel möglichst durch zweireihige Nietung zu verbinden. Diese Nietverbindung sollte stets zweireihig sein, wenn

das Produkt aus Durchmesser des Dommantels in mm und der Dampfspannung in at gröfser als 6000 ist.

Da die Anstrengung des Bleches in der Richtung der Kesselachse weit geringer ist als in der Richtung des Umfanges (S. 24), so empfiehlt es sich, die kurze Achse der elliptischen Oeffnungen mit der Längsrichtung des Kessels zusammenfallen zu lassen.

Abb. 59.

Die üblichen Verschlufsdeckel der Mannlöcher sitzen von innen auf und werden durch zwei Bügel mit je einer etwa 30 mm starken Schraube befestigt. Für die im Kesselmantel befindlichen Mannlöcher sind der leichteren Dichtung wegen die in Abb. 58 wiedergegebenen Mannlochaufsätze mit geprefsten flufseisernen Deckeln und Bügeln zu empfehlen. Besondere Aufmerksamkeit erfordern bei Wasserrohrkesseln die Ausschnitte im Kesselmantel des Oberkessels zur Verbindung mit den Wasserkammern. Die Ausschnitte müssen, um lebhaften Wasserumlauf zu gewährleisten, möglichst grofs sein. Demgemäfs mufs ihre Verankerung besonders kräftig sein. Die Abb. 59 zeigt eine solche Verankerung der Firma A. Borsig-Tegel.

D. Feuerung der Dampfkessel.

1. Allgemeines.

Es bezeichne

T die Verbrennungstemperatur des Brennstoffes auf dem Roste,
T_1 die Temperatur, mit der die Heizgase die Feuerzüge des Kessels verlasseu,
T_2 die Temperatur der zugeführten Luft,
t_0 die Temperatur des Speisewassers,
t die Temperatur des Wassers im Kessel,
h den Heizwert des Brennstoffes in WE/kg (I. Bd., Abschn. Wärme),
h_w den Wärmewert der aus 1 kg Brennstoff entstandenen Heizgase,
h_g die Heizgasmenge für 1 kg Brennstoff in kg,
λ_0 die Wärmemenge in WE, die zur Erzeugung von 1 kg trockenem Dampf von t^0 aus Wasser von t_0^0 erforderlich ist,
R die Gesamt-Rostfläche in qm,
R_f die freie Rostfläche in qm.
$m = R_f : R$ das Verhältnis der freien zur gesamten Rostfläche,
H die Heizfläche des Kessels in qm,
B die von der Kesselanlage verzehrte Brennstoffmenge in kg/st,
D die erzeugte Dampfmenge in kg/st,
L die Luftmenge, die zur Verbrennung von 1 kg des Brennstoffes tatsächlich erforderlich ist, in kg (I. Bd., Abschn. Wärme),
η den Wirkungsgrad der Kesselanlage, d. h. das Verhältnis der von 1 kg Brennstoff an den Kesselinhalt abgegebenen Wärmemenge zu der von 1 kg erzeugten Wärmemenge,

η_1 den Wirkungsgrad der Feuerung,
η_2 den Wirkungsgrad der Heizfläche,
c_p die spezifische Wärme der Heizgase bei unveränderlichem Drucke (I. Bd., Abschn. Wärme),
c_{p_L} die spezifische Wärme der zugeführten Luft bei unveränderlichem Drucke,
v die Geschwindigkeit der durch die Rostspalten ziehenden Luft in m/sk,
k die Wärmedurchgangszahl, d. h. den stündlichen Wärmedurchgang in WE/qm Heizfläche für 1° Temperaturunterschied zwischen den Feuergasen und dem Wasser, im Mittel $k = 23$ (I. Bd., Abschn. Wärme),
e die Grundzahl der natürlichen Logarithmen (I. Bd., Abschn. Wärme).

a. Berechnungen.

I. Verbrennungstemperatur H: Die aus 1 kg Brennstoff gewonnene Wärmemenge ist abhängig von dem Wirkungsgrade der Feuerung $\eta_1 = 0{,}8$ bis 0,9. Dieser wird dadurch bedingt, daſs nicht der gesamte aufgegebene Brennstoff tatsächlich zur Verbrennung gelangt, und daſs durch Leitung und Strahlung Wärmeverluste entstehen.

$$h_w = \eta_1 h.$$

Nach Fuchs*) ist $h_w = T \cdot c_p \cdot h_g - T_2 \cdot c_{p_L} \cdot L$; hieraus

$$T = \frac{h_w + T_2 \cdot c_{p_L} \cdot L}{c_p \cdot h_g}.$$

Genau genommen ist η_1 bei Bestimmung von T nicht ohne weiteres zu benutzen, weil die Menge des nicht zur Verbrennung gelangten Brennstoffs wohl auf die Gasmenge, aber nicht auf die Gastemperatur Einfluſs hat. Demnach müſste bei Bestimmung von h_w der Brennstoffverlust in der Feuerung berücksichtigt werden. Praktisch kann dieser Fehler vernachlässigt werden.

II. Heizfläche H. Zur ungefähren Bestimmung der erforderlichen Heizfläche der Kesselanlage dienen folgende Angaben:

Bei einer stündlich zu erzeugenden Dampfmenge von D kg (mit 600 WE Erzeugungswärme, entsprechend etwa 60° Speisewasser-Temperatur und 10 at Dampfüberdruck) ist, wenn auf 1 qm der Rostfläche R stündlich 80 kg Steinkohlen mit einem Heizwerte $h = 7500$ WE verbrannt werden,

bei $H : R = 20$	25	30	40
$D : H = 25$	22,5	20	16

woraus H zu ermitteln ist unter weiterer Berücksichtigung der Platzfrage und der zu wählenden Kesselart (Tafeln vor den einzelnen Kesselarten).

Der Wirkungsgrad der Heizfläche $\eta_2 = \frac{\text{aufgenommene}}{\text{zur Verfügung stehende}}$ Wärmemenge wird am besten durch praktische Versuche erprobt und ist für ortfeste Kessel $\eta_2 = 0{,}75$ bis 0,87 und für Lokomotivkessel $\eta_2 = 0{,}60$ bis 0,75.

Der **Wirkungsgrad der Kesselanlage** ist $\eta = \eta_1 \eta_2$.

*) Paul Fuchs, Generator-, Kraftgas- und Dampfkesselbetrieb. Jul. Springer-Berlin

Eine möglichst gute Wärmeaufnahme der Heizfläche wird erzielt durch
1. hohe Anfangstemperatur,
2. geringe Gasgeschwindigkeit,
3. möglichst guten Wasserumlauf im Dampfkessel,
4. gröfste metallische Reinheit der inneren und äufseren Heizfläche.

III. Anstrengungsgrad des Kessels $B:H$. Die Ausnutzung der Wärme, d. h. der Wirkungsgrad der Heizfläche ist abhängig von dem Anstrengungsgrade $B:H$; sie erreicht bei einer bestimmten mittleren Beanspruchung den höchsten Wert und nimmt bei stärkerer oder geringerer Anstrengung ab.

Werte von $B:H$.

Brennstoff	Art der Verbrennung			
	sehr langsam	langsam	normal	lebhaft
Steinkohlen	1	2	3	5
beste Braunkohlen . .	3,33	5,55	8,75	12,85

IV. Anstrengungsgrad der Feuerung $B:R$ — Rostbeanspruchung — ist abhängig von der Güte des Brennstoffes und den Zugverhältnissen. Für Handbeschickung werden für 1 st und 1 qm Rstfl. bei gutem Zuge verbrannt

	im normalen Betriebe	im angestrengten Betriebe
Steinkohle	80 bis 100 kg	130 bis 150 kg
Koksgrus	60 „ 70 „	90 „ 100 „
Braunkohlenbriketts . .	100 „ 120 „	130 „ 150 „
Lausitzer Braunkohle .	140 „ 160 „	200 „ 240 „

V. Leistung des Brennstoffes (Verdampfung). Die von 1 kg Brennstoff im Kessel erzeugte Dampfmenge beträgt in kg

$$D = \eta_1 \eta_2 \frac{h}{\lambda_0} B = \eta \frac{h}{\lambda_0} B.$$

Hierin ist $\lambda_0 = \lambda - q_0 + (t - t_0) w$, worin λ die Gesamtwärme, q_0 die der Speisewasser-Temperatur $t_0{}^0$ entsprechende Flüssigkeitswärme, w die mit 1 kg Dampf mitgerissene Wassermenge in kg (3 bis 6 %, bei Lokomotiven bis 20 %) bedeutet.

Wird $\lambda_0 = 600$ WE gesetzt, so ergeben sich je nach dem Heizwerte des Brennstoffes und dem Wirkungsgrade, der bei normalen Verhältnissen $\sim 0{,}65$ bis 0,7 wird, folgende

Werte von $D:B$.

Oberschlesische Steinkohle . .	von	$\sim$ 6800 WE	7,6 bis 8,0
Westfälische „ . . .	„	$\sim$ 7300 „	8,0 „ 8,5
Gaskoks	„	$\sim$ 6800 „	7,6 „ 7,8
Böhmische Braunkohle	„	$\sim$ 4600 „	5,4 „ 5,5
Lausitzer „	„	$\sim$ 2300 „	2,1 „ 2,3
Torf	„	$\sim$ 1800 „	1,8 „ 2,0
Holz (trocken)	„	$\sim$ 3000 „	3,2 „ 3,4
Stroh	„	$\sim$ 1500 „	1,7 „ 1,8
Lohe	„	$\sim$ 1000 „	1,1 „ 1,2

Das Mafs für die aufgenommene Wärmemenge wird angegeben durch die Anzahl der in einer Stunde auf 1 qm Heizfläche verdampften kg Wasser. Die Bruttoverdampfung $D:B$ wird angegeben durch das Verhältnis der verbrauchten Wassermenge zur Kohlenmenge. — Um diese Zahlen verschiedener Messungen miteinander vergleichen zu können, müssen sie auf eine gleiche Grundlage gebracht werden, d. h. die Werte sind umzurechnen auf Wasser von 0^0 und Dampf von 100^0 C (Normaldampf), entsprechend einer Gesamtwärme von 639,7 WE.

Beispiel: Wasser 80° C, Dampf von 10 at Ueberdruck, 20 kg/qm Heizfläche und Stunde, 7,5 fache Verdampfung.

Normaldampf: $\frac{20 \cdot (667 - 80)}{639{,}7} = 18{,}35$ kg von 639,7 WE Erzeugungswärme,

Nettoverdampfung: $\frac{7{,}5\ (667 - 80)}{639{,}7} = 6{,}88$ fach.

b. Verbrennung.

I. Die stündlich auf 1 qm Rostfläche verbrannte Brennstoffmenge beträgt in kg $\frac{B}{R} = \frac{4680\, m v}{L}$.

Die Geschwindigkeit v der durch die Rostspalten ziehenden Luft beträgt für Steinkohlen je nach dem Anstrengungsgrade (oder der Schichtendicke) 0,75 bis 1,60 m/sk, bei künstlichem Luftzuge (Lokomotiven) bis zu 4 m/sk.

Das Verhältnis m der freien zur gesamten Rostfläche richtet sich nach Art und Güte (chemischer Zusammensetzung) des Brennstoffes; man findet gewöhnlich

bei Steinkohlen	$m = {}^1/_4$ bis ${}^1/_2$	bei Koks	$m = {}^1/_3$ bis ${}^1/_2$
bei Braunkohlen	$m = {}^1/_5$ „ ${}^1/_3$	bei Holz und Torf	$m = {}^1/_7$ „ ${}^1/_5$

(S. 36).

II. Rauchverhütung. Der Verbrennungsvorgang in den gewöhnlichen Feuerungen ist ein gleichzeitig stattfindender doppelter und besteht in 1. dem Entgasen des Brennstoffes, Mischung der Gase mit Verbrennungsluft und Verbrennen der Gase als Flamme, d. h. Oxydation des C und H zu CO_2 und H_2O, und 2. dem Verbrennen der bei der Vergasung zurückbleibenden festen Holz- oder Torfkohle oder des Koks durch nur an der Oberfläche stattfindende Oxydation des C zu CO_2.

Zur vollständigen Verbrennung ist eine gewisse Menge Sauerstoff (Luft) und eine gewisse Temperatur erforderlich. Bei mangelnder Luftzufuhr oder Abkühlung scheidet sich Kohlenstoff — **Rufs** — ab. Das Gemisch kondensierter Teerdämpfe und Rufs bildet den **Rauch.**

Rufs ist tiefschwarz, fast geruchlos, nicht klebrig. Den üblen Geruch und die Klebrigkeit erhält der Rauch erst durch die kondensierten Teerdämpfe.

Die **Rauchverhütung** ist anzustreben wegen der Belästigung der Umgebung durch den Rauch, des Wärmeverlustes durch die unvollkommene Verbrennung und durch die schlechtere Wärmeübertragung der durch Rufs verschmutzten Kesselwandungen.

Wirksame Mittel, welche die Bildung des Rauches verhüten, sind: Verwendung gasarmen Brennstoffes, dauernd gleichmäfsige Rost-

beschickung bei richtiger Luftzufuhr, insbesondere während der Entgasung. Bei mechanisch bewegten Rosten (Kettenrost u. a.) wird bei offenen Rostspalten gleichmäßige Luftzufuhr erzielt; die Gase des frischen Brennstoffes ziehen über den bereits entgasten und glühenden Brennstoff und entzünden sich hier. Vollständige Rauchverhütung ist nur durch **Gasfeuerungen** zu erreichen.

Die Feuerung ist so auszubauen und zu betreiben, dafs unverbrannte Gase sich nicht bilden; bei nur 1 % CO in den Abgasen wächst der Schornsteinverlust um $\sim 5\,\%$. Nach F. Fischer sollen die Verbrennungsgase einer guten Dampfkesselfeuerung mindestens 10 bis 12 % CO_2, besser noch 13 bis 15 %, und kein CO enthalten; je mehr CO_2 ohne Anwesenheit von CO, um so besser die Feuerung, und je geringer die Temperatur der Abgase im Fuchs — bei natürlichem Zuge normal 250 bis 300° C — um so besser die Ausnutzung, d. i. der Nutzeffekt der Anlage (Abb. 88 S. 98).*)

2. Wesentliche Bestandteile der Feuerung.

a. Feuergeschränk: Meist aus Gufseisen, bei Flammrohr- und Feuerbüchskesseln am Kessel selbst, bei Wasserrohr- und Heizrohrkesseln am Kesselmauerwerk befestigt, zur Aufnahme der Feuertüren. Höhe der Vorplatte über dem Flur 750 bis 800 mm. Befestigung des

Abb. 60. Feuergeschränk für Flammrohrkessel.

Abb. 61. Feuergeschränk für Wasserrohrkessel.

Geschränks bei Flammrohrkesseln möglichst durch Verschraubung mit dem vorstehenden Teile des Flammrohres. Bei Wasserrohrkesseln kräftige Verankerung mit dem Mauerwerk; grofse Geschränke mit mehreren Türen, zwei- oder dreiteilig und mit kräftigen, breiten Laschen verbunden, um das Zerspringen durch Temperaturspannungen zu verhindern. — Bei Innenfeuerungen sind hinter den Türen Schutzbogen in der Breite der Vorplatte zum Schutz der vorderen Nietung der Flammrohre anzuordnen. — Die Türen, möglichst einflügelig, rd. 400 mm breit, 350 mm hoch, innen mit feuerfesten Steinen verkleidet oder besser

*) Jahresberichte des Vereins für Feuerungsbetrieb und Rauchbekämpfung in Hamburg; ferner Feuerungsuntersuchungen, Berlin 1906, Springer. — Haier, Dampfkesselfeuerungen zur Erzielung einer möglichst rauchfreien Verbrennung, 2. Aufl., neubearbeitet vom Verein f. F. u. R. in Hamburg, Berlin 1910, Springer.

mit einer schmiedeeisernen Schutzplatte versehen. Abstand der Schutzplatte von der Feuertür 80 bis 100 mm. In der Tür Rosette mit verschliefsbaren Luftöffnungen zur Beobachtung des Feuers. Die Türen meist nach aufsen aufschlagend. Es werden z. Zt. auch nach innen aufschlagende Türen um eine wagerechte Achse drehbar ausgeführt, um bei Kesselschäden das Herausschleudern der glühenden Kohlenmassen zu verhindern.

b. Roststäbe und Roststabträger: Roststäbe meist aus Gufseisen (Hartgufs), selten aus Schmiedeeisen, da letzteres sich leicht verzieht. Bedingungen für Form und Abmessungen: Schwerpunkt des Stabes unterhalb der Sitzfläche, genügende Luftzuführung, gute Luftverteilung, gute Abkühlung des Roststabes und gute Erwärmung der durchströmenden Luft, leichte Reinigung der Spalten von unten. Als glatter Stab 50 bis 60 cm lang, gröfsere Ausführung bis höchstens 1 m mit Verstärkungsrippen in der Mitte. Höhe $^1/_5$ bis $^1/_6$ der Länge; nach unten verjüngt. Die Spaltenweite richtet sich nach der Korngröfse und dem Backen des Brennstoffes, der Dünnflüssigkeit der Schlacke und nach den Zugverhältnissen.

Gebräuchliche Abmessungen:

Kopfstärke	Brennstoff	Luftspalte
6 mm	Kohlengrus	3 mm
7 „	Braunkohle in Stücken	4 „
10 „	nicht backende Steinkohle	6 bis 8 „
10 bis 15 „	backende und stark schlackende Steinkohle	10 „ 12 „

Andere Ausführungen als Polygon-, Rippen- oder Schlangen-Roststab bei schlackender Kohle wegen schwierigerer Reinigung seltener verwendet, jedoch für minderwertige Brennstoffe mit grofsem Sauerstoffgehalt vorteilhaft. Höhe des Rostes über dem Fufsboden 750 bis 800 mm, Rostlage in Flammrohren Mitte Flammrohr; bei Wasserrohrkesseln 600 bis 800 mm unter der untersten Rohrreihe.

Abb. 62. Glatter Roststab.

Abb. 63. Polygonroststab.

Abb. 64. Schlangenroststab.

Abb. 65. Vorplatte, Roststabträger mit Abstandbolzen und Feuerbrücke.

Feuerbrücke zum Abschlufs der Rostfläche nach hinten, winkelrecht zu dieser gerichtet. Entfernung der Feuerbrücke vom Kessel ≧ 250 mm.

Roststabträger zur Auflagerung der Roststäbe. Der vordere Träger meist gleichzeitig als Vorplatte ausgebildet; hinterer Träger zugleich mit Auflage und Rückwand für die Feuerbrücke. Die Stäbe liegen mit

einem Spielraume von $^1/_{80}$ der Länge frei auf oder werden nur auf einer Seite eingehängt, um sich ausdehnen zu können. Die Stabträger sind gegeneinander durch Zugstangen und Schrauben in der gewünschten Lage festzuhalten (Abb. 65). Die mittleren Träger erhalten Luftspalten, um die freie Rostfläche an den Auflagestellen nicht zu verkleinern.

Die Feuerbrücken sind aus feuerfesten Steinen aufzumauern. Gufseiserne Brücken sind durch Verkleidungen oder Anstriche vor zu raschem Abbrennen zu schützen. Bei Innenfeuerungen haben sie eine angegossene Wand zum Abschlufs der Flammrohre nach unten, wobei diese Wand mit Reinigungsklappen, durch die die Flugasche aus den Flammrohren entfernt wird, zu versehen ist.

c. Zugregler: Zur Regelung des Lufteintrittes sog. Aschfallklappen unterhalb des Rostes und im Fuchs befindliche Schieber oder Drehklappen. Gufseiserner Rahmen zur Führung des Schiebers im Fuchskanal mit geringem Spielraume, um den Schornsteinzug durch Einströmen von kalter Luft nicht zu vermindern. Zur leichteren Handhabung ist der Schieber durch Gegengewichte auszugleichen (Abb. 10, S. 10).

Ist ein Ueberhitzer vorhanden, so werden, um die Feuergase abzulenken, wenn der Ueberhitzer ausgeschaltet werden soll, in die Feuerzüge Drehklappen mit Schamotteverkleidung eingebaut, die durch Gegengewichte ausgeglichen sind oder die Drehachse in der Mitte haben (Abb. 8 S. 9, 11 S. 10 u. 23 S. 16).

3. Feuerungsarten.

a. Innenfeuerung: Meist als Planrost an Flammrohr- und Feuerbüchskesseln ausgeführt; geeignet hauptsächlich für hochwertigen Brennstoff, da Gröfse der Rostfläche beschränkt (nicht länger als 2 m) (Abb. 6 S. 8 u. f.). Gute Uebersichtlichkeit, leichte Bedienung und Entfernung der Schlacke. Gröfse der freien Rostfläche ist der Art und Korngröfse des Brennstoffes anzupassen (Taf. S. 36). — Schütthöhe bei Steinkohle nicht höher als 15 cm; zu grofse Schütthöhen führen infolge des hierdurch entstehenden Widerstandes gegen den Luftzutritt zu starker Rauchentwicklung. Rauchverhütung bei gasreichen Kohlen durch Zuführung sog. Sekundärluft, durch eine hohle Feuerbrücke oder ähnliche Einrichtung erreichbar. Vielfach ausgeführt mit selbsttätiger Regelung der Sekundärluftzuführung und des Schieberschlusses, entsprechend der Menge und der Entgasungsdauer des frisch aufgeworfenen Brennstoffes. — Rauchverhütung besser durch gleichmäfsige

Abb. 66. Schleuderfeuerung nach Topf.

Bedienung des Feuers bzw. durch selbsttätige Kohlenzufuhr zu erreichen (Abb. 66 S. 37). Letztere, möglichst auch in Verbindung mit selbsttätiger Kohlenförderung, nur empfehlenswert bei gleichmäfsigem Brennstoff und bei dauernd gleichmäfsigem Betriebe bzw. geringen Belastungsschwankungen und in Grofsbetrieben. — Mangelhafter Schornsteinzug kann durch Anwendung eines Unterwindgebläses oder Saugzuges (S. 46) wirksam verbessert werden. Pressung unterm Rost je nach Schütthöhe bis 25 mm Wassersäule; bei Schiffskesseln und für angestrengten Betrieb entsprechend mehr.

b. Unterfeuerung: Meist als Planrost bei Wasserrohr- und Heizrohrkesseln. — Feuerraum ist in feuerfesten Steinen auszuführen. Aschenfallgrube, in Zementmörtel gemauert, zur Aufnahme von Wasser, das

Abb. 67. Kettenrost von Petry-Dereux, Düren (Rhld.).

durch die durchfallenden glühenden Kohlenstückchen verdampft wird und so zur Kühlung und Erhaltung der Roststäbe beiträgt. — Infolge Spaltung und starker Abkühlung der Flammen durch die Wasserrohre meist stark qualmend, daher möglichst rauchschwacher Brennstoff empfehlenswert. Bei der durch die Gröfse der Heizfläche der Wasserrohrkessel bedingten grofsen Rostfläche wird die Bedienung erleichtert bzw. erst ermöglicht und die Rauchentwicklung vermindert durch selbsttätige Rostbeschickung. Kettenrost (Abb. 67) mit Regelung des Vorschubes je nach Beanspruchung des Kessels und mit einstellbarer Schütthöhe entsprechend der Eigenschaft des Brennstoffes weist auch gute Ergebnisse hinsichtlich dauernd gleichmäfsiger Verbrennung auf. Luftabschlufs am Ende des Rostes durch Abstreifer oder andere Bauarten. Die einzelnen Stäbe in den Ketten müssen leicht auswechselbar sein. Rostbeanspruchung bei mechanischen Feuerungen nicht gröfser als 100 bis 125 kg, da sonst Beschädigung der Abstreifer oder Verlust durch nicht genügend ausgebrannten Brennstoff infolge zu kurzer Brennzeit eintritt. — Kraftverbrauch der Kettenrostfeuerung je nach Gröfse und Ausführung 0,2 bis 0,3 PS für 1 qm Rstfl.

Dem Vorteil der hohen Brennstoffausnutzung und der Unabhängigkeit vom Bedienungspersonal stehen die höheren Anschaffungskosten und die manchmal beträchtlichen Reparaturkosten gegenüber.

c. Vorfeuerung: Als Schrägrost oder als Treppenrost für minderwertigen Brennstoff (Holzspäne und -abfälle, Torf, nasse Braunkohle, Lohe usw.) geeignet, weil die zur Verbrennung erforderliche Rostflächengröfse untergebracht werden kann. Den unteren Abschlufs der Rostfläche bildet ein kleiner Planrost von rd. 500 mm Länge oder eine Platte, die zur Entfernung der Schlacke zeitweilig weggezogen wird, oder unten angesammelte Schlacke. — Neigungswinkel, abhängig von der Art und Beschaffenheit des Brennstoffes, möglichst durch Versuch zu bestimmen, daher Verstellbarkeit der Neigung und Regelung der Schütthöhe vorzusehen. — Treppenrost dem Schrägrost vorzuziehen, da gleichmäfsiges Verbrennen auf der ganzen Rostfläche möglich. — Bei Feuerbüchskesseln mit zylindrischer Feuerbüchse wird für die Verfeuerung von Holzabfällen und Spänen der Feuerraum durch einen

Abb. 68. Treppenrost für Braunkohlenfeuerung

Abb. 69. Verlängerung der Feuerung nach vorn.

Abb. 70. Vorfeuerung für Feuerbüchskessel.

Anbau nach vorn verlängert, oder es wird eine in einem besonderen Kasten untergebrachte Vorfeuerung an die Feuerbuchse herangeschoben (Abb. 69 u. 70).

d. Gasfeuerung. Als Feuerungsanlage für Dampfkessel nur als sog. **Halbgasfeuerung** ausgeführt. In einer Vorfeuerung wird der Brennstoff teils vergast, teils verbrannt und dann durch Zuführung von Luft unter dem Kessel erst vollständig zur Verbrennung gebracht. Seltener Vollgasfeuerungen: Der Brennstoff wird in einem besonderen Generator unter Zuführung von wenig Luft ent- und vergast und dann bei weiterer Luftzuführung rauchfrei verbrannt. — Gasfeuerungen des

öfteren angewendet zur Ausnutzung der noch brennbaren Abgase von Koks- oder Hochöfen: Die Abgase werden in einem Verbrennungsraume mit Frischluft vermengt und entzündet. — Schliefslich werden nicht mehr brennbare Abgase von Puddel-, Schweifs- oder anderen Oefen, die andernfalls mit hohen Temperaturen — 800 bis 1000° C — nutzlos durch den Schornstein entweichen würden, zur Dampferzeugung verwendet.

Abb. 71.

Dampf

Naphtha

e. Feuerung für flüssige Brennstoffe (Abb. 71): Als Brennstoffe kommen in Frage Rohpetroleum (Naphtha), dessen Rückstände (Masut) sowie Teer und dessen Destillationsprodukte. Meist nur im Schiffsbetriebe verwendet. Der Preis des Brennstoffes ist meistens sehr hoch. Die Oelfeuerungen sind derart eingerichtet, dafs fein zerstäubtes Oel in den Verbrennungsraum geschleudert wird. Die Zerstäubung erfolgt mit Hülfe von Dampf oder Prefsluft oder in sog. Düsenzerstäubern.

4. Einmauerung der Dampfkessel.

a. Lagerung der Kessel.

Der Kessel soll zum Ablafsstutzen ein wenig geneigt sein. — Flammrohrkessel werden auf Kesselstühlen gelagert. Belastung des Stuhles bei ganz mit Wasser gefülltem Kessel 6 bis 8 kg/qcm oberer Stuhlfläche. — Die Aufsenringe des Kesselmantels müssen tragen (Abb. 72). — Die Stühle sind so anzuordnen, dafs man beim Reinigen der Zugkanäle bequem hindurchkriechen kann. — Auflagerung des Kessels auf dem Mauerwerk ohne Stühle nicht zu empfehlen, da sichere Lagerung so nicht gewährleistet; ebenso mit angenieteten Tragpratzen (Abb. 12 S. 11) nur ausnahmsweise bei Kesseln mit Unterfeuerungen, da Stühle im ersten Feuerzuge nicht ausführbar.

Abb. 72.

Doppelkessel werden in gleicher Weise durch Kesselstühle unterstützt (Abb. 8 bis 11, S. 9 u. 10), seltener der teureren Bauweise wegen aufgehängt.

Bei Wasserrohrkesseln wird die hintere Kammer auf Rollen oder Kipplagern gelagert. Grofse Oberkessel werden in schmiedeeisernen Gurten aus Rundeisen aufgehängt, seltener durch I- oder [-Eisen vorn und hinten unterstützt. — Die Belastung der Aufhängepunkte wird nicht auf das Kesselmauerwerk, sondern durch Säulen auf das Fundament übertragen. Die Säulen durch Fufsplatten auf besonderen, reichlich zu bemessenden Pfeilern mit geringem Flächendrucke gehalten (Abb. 73).

Abb. 73.

b. Mauerwerk.

I. Baustoff.

Mörtel: am besten Lehm; Kalkmörtel unbedingt verwerflich. Für feuerfestes Mauerwerk Schamotte.

Steine: Ueberall da, wo die Temperatur der Feuergase noch $\sim 500°$ übersteigt — d. h. ungefähr bis in den zweiten Feuerzug hinein —, ist das Mauerwerk mit feuerfesten Steinen (Schamotte) zu verblenden, wobei jede dritte Lage Binder erhält; sonst gewöhnliche Backsteine. — Steine sind angefeuchtet mit dünnen Fugen zu vermauern.

II. Ausführung.

Mauerstärken: Allgemein nicht unter $1^1/_2$ St., besser 2 St. — Unmittelbar nebeneinanderliegende Kessel sind durch mindestens $1^1/_2$ St. starke Wände zu trennen. — Abstand des Kesselmauerwerks von den Umfassungswänden mindestens 8 cm. — Bei Aufsenmauern ist eine Luftschicht — etwa 7 cm breit — zu empfehlen; jede dritte Lage erhält dann Binder. — Trennungsmauern der Feuerzüge (Abb. 1 S. 7, 5 S. 8 u. 74 S. 42) $^1/_2$ St. stark. Zwischenlage von Blechstreifen zwischen Kessel und Mauerzunge zu empfehlen; bei Bodenfeuchtigkeit ist sie notwendig. — Bei Kesselteilen, die durch das Mauerwerk hindurchreichen, soll das Mauerwerk bis hinter die Rundnaht zurücktreten. Festes Anschliefsen des Mauerwerkes verwerflich. Ausführung einer Rollschicht vorn an der Stirnwand rund um den Kesselmantel mit etwa 30 mm Abstand; der Zwischenraum wird mit Asbestzöpfen ausgefüllt.

Herdmauerwerk bei Unterfeuerungen (Abb. 12 S. 11, 18 S. 13 u. f.) **und Vorfeuerungen** (Abb. 68 bis 70 S. 39): Feuerbrücke und Feuerraum sind in feuerfesten Steinen unter Vermeidung scharfer Ecken und Kanten auszumauern. Im Feuerraume liegende Nietnähte sind durch Mauerwerk vor Einwirkung der Stichflamme zu schützen.

Anschlufs des Mauerwerkes an den Kessel sowie Feuerzüge un. den Kessel nicht durch Ueberwölbung, sondern durch allmähliches Vorkragen des Mauerwerkes herzustellen (Abb. 74 rechts).

Abb. 75.

Abb. 74.

Anschlufs der hinteren Mauer an einen Flammrohrkessel (Abb. 75). Das Gewölbe des Fuchses ist genügend weit nach vorn, etwa 400 bis 500 mm, unter den Kessel zu führen, um bei der Ausdehnung des Kessels durch die Wärme Durchbruch der Gase aus dem Flammrohr unmittelbar nach dem Fuchse zu verhindern. Die Auskragung der hinteren Wand erhält ein Auflager in einem an den Kessel angenieteten Γ-Eisen, das genügend breit bei Ueberführung der Feuergase über den Dampfraum gleichzeitig Durchbrüche der Feuergase nach obenhin verhindert.

Abdeckung der Kessel durch Lehm, dann Schlacke oder Sand und eine Flachschicht Steine.

Vor Inbetriebnahme ist das Kesselmauerwerk gut auszutrocknen durch Heizung mit leichtem Holzfeuer bei offenem Mannloche.

Feuerbüchskessel werden in der Regel nicht eingemauert, sondern zum Schutze gegen Abkühlung mittels Isoliermasse verkleidet.

III. Verankerungen.

Die Längswände des Kessels sind in 2 bis 3 m Abstand, die Stirnwände durch rechts und links vom Kessel anzuordnende [-Eisen oder Schienen zu verankern, die in das Fundament eingelassen und oben durch Rundeisenanker verbunden werden (Abb. 73 u. 75). Durch die Feuerzüge gehende Anker sind zu vermeiden. — Kleine Mauern werden durch eingelegte Steinschrauben mit Rosetten von 400 mm Durchm. ausreichend versteift. Hohe und lange Wände der Wasserrohrkessel werden vorteilhaft durch Flacheisenschienen, die mit den Ankereisen verschraubt werden, gebunden. Die Einfassung der Kanten durch Γ-Eisen ist empfehlenswert. — Vorfeuerungen und Unterfeuerungen sind in gleicher Weise — auch durch gufseiserne T- oder ⎍-förmig profilierte Träger — besonders kräftig zu verankern.

Abb. 76.

Eine bewährte Ausführung von Längswänden der Firma Topf & Söhne-Erfurt (Abb. 76): eine 1 St. starke Mauer im Abstande von etwa

50 mm von der in Kappen ausgeführten $1^1/_2$ St. starken Aufsenmauer. Die I-Eisen unten im Fundament eingelassen und oben mit den gegenüberliegenden durch Zuganker verbunden.

c. Heizkanäle und Fuchs.

Der höchste Punkt der Feuerzüge mufs mindestens 100 mm unter dem niedrigsten Wasserstande liegen. An dampfberührte Teile der Kesselwandungen dürfen die Heizgase erst gelangen, nachdem sie einen Teil der Heizfläche bestrichen haben, der bei natürlichem Zuge das 20fache, bei künstlichem Zuge das 40fache der Rostfläche beträgt (S. 68 A. P. B.).

Gemauerte Heizkanäle sind so anzulegen, dafs sie 1. eine lange und innige Berührung mit der Kesselheizfläche und 2. ein Befahren zum Reinigen und Besichtigen der Kesselwandungen ermöglichen (Abb. 1 S. 7 ff.). Letzteres wird erreicht, wenn in den Querschnitt des Feuerzuges ein Quadrat von $\sim 400 \cdot 400$ mm eingezeichnet werden kann.

Bei Wasserrohrkesseln wird die Lenkung der Heizgase durch auf die Rohre gelegte feuerfeste Formsteine oder -platten, die gegen Verrutschen zu sichern sind, bewirkt (Abb. 19, S. 14 ff.), senkrechte Scheidewände durch schamottebekleidete eiserne Rahmen, seltener durch Mauerwerk.

Querschnitt der Feuerzüge ist so zu bemessen, dafs die Geschwindigkeit der Heizgase bei natürlichem Zuge 3 bis 5 m/sk beträgt; gleiche Geschwindigkeit überall nicht unbedingt erforderlich. Dementsprechend und weil das Gasvolumen bei abnehmender Temperatur sich vermindert, ist im allgemeinen bei drei Feuerzügen der Querschnitt des letzten Zuges $\sim 0{,}25\,R$, des zweiten Zuges $\sim 0{,}33\,R$, der des ersten Zuges $\sim 0{,}4$ bis $0{,}5\,R$. Ausgenommen hiervon sind die Stellen, wo auf kurze Weglängen Verengungen stattfinden, z. B. an Feuerbrücken bis auf 0,125 bis $0{,}1\,R$ oder bei den aus Heizröhren gebildeten Feuerzügen bis auf $\sim 0{,}2\,R$.

An geeigneten Stellen sind im Mauerwerk Einfahröffnungen — — blind abgemauert oder mit Rahmen und Einsetzdeckel — 500×450 mm oder Reinigungstüren, mit Riffelblechplatten verschlossen, anzuordnen. — Schaulöcher am Ende des ersten Feuerzuges zur Beobachtung der Flamme, durch Verschlufsklappen oder Glimmerfenster verschlossen. Zwecks Untersuchung der Feuergase (Entnahme von Gasproben, Einbringung von Pyrometern) am Ende jedes Feuerzuges ein $\sim 2''$ — Gasrohr mit abschraubbarer Kappe.

Der Fuchs ist der Verbindungskanal vom Kessel zum Schornsteine (Abb. 75). Querschnitt gleich dem des letzten Feuerzuges. Beim Anschlufs mehrerer Kessel an einen Fuchs nimmt der Querschnitt entsprechend der abzuführenden Gasmenge zu. Die Füchse der einzelnen Kessel münden nicht senkrecht, sondern allmählich in die Richtung des Hauptfuchses übergehend in diesen ein.

E. Dampfkessel-Schornsteine.

Bezeichnet

F_0 den lichten Querschnitt der oberen Schornsteinmündung in qm,

d_0 den lichten Durchmesser (bei quadratischem Querschnitte die Seite, bei achteckigem den Durchmesser des eingeschriebenen Kreises) der oberen Schornsteinmündung in m,

d_u dsgl. am Schornsteinfuſse in m,
H_r die Höhe der Schornsteinmündung über dem Rost in m,
R die Gesamt-Rostfläche der Kesselanlage in qm,
B die von der Kesselanlage verzehrte Brennstoffmenge in kg/st,
G die bei Verbrennung von 1 kg Brennstoff erzeugte Gasmenge in kg,
$\alpha = {}^1/_{273}$ die Wärmeausdehnungszahl der Gase,
γ das Gewicht von 1 cbm mitteltrockener Luft von 0^0 bei mittlerem Barometerstande,
δ die Dichte der Rauchgase, bezogen auf Luft von 0^0,
t_0 die Temperatur der Rauchgase an der Schornsteinmündung,
v_n die Ausströmgeschwindigkeit der Rauchgase in m/sk (im Mittel 4 m/sk),

	für 3	Kessel	ist $v_n = 5$	m/sk,
	„ 7	„	„ „ $= 6$	„ ,
	„ 12	„	„ „ $= 7$	„ ,
allgemein	„ $12 + x$	„	„ „ $= 7 + \frac{x}{20}$	„ ,

so ist nach G. Lang*)
$$F_o = \frac{B\,G\,(1 + \alpha t_0)}{\gamma \delta\, 3600\, v_n}.$$

Für mittlere Verhältnisse mit

$v_n = 4$ m/sk, $t_0 = 235^0$, $1 + \alpha t_0 = 1{,}86$, $\delta = 1$ und $\gamma = 1{,}29$

wird
$$F_o = \frac{B\,G}{10\,000};$$

für gute Steinkohlen und gute Feuerungen $G = 19$ angenommen, wird

$F_o = 0{,}0019\,B$ und die lichte Weite oben $d_o = \sqrt{\frac{4\ F}{\mu}}$,

worin μ beim Kreisquerschnitte . . . . $= 3{,}1416$,
Achteckquerschnitte . . . $= 3{,}3137$,
Quadratquerschnitte . . . $= 4{,}0000$ ist.

Ist

l die Länge der Feuerzüge und des Fuchses in m,
$t_{gi} = \frac{d_u - d_o}{2\,H}$ (im allgemeinen $= 0{,}008$ bis $0{,}010$) der durchschnittliche innere Anlauf des Schornsteines,
a ein Erfahrungswert, abhängig von der Form und Weite der Feuerzüge und des Fuchses (wechselnd zwischen 0,03 und 0,15; meistens $= 0{,}04$),
t_m die mittlere Temperatur der Rauchgase,

so ist die erforderliche Höhe der Schornsteinmündung über dem Rost
$$H_r = (15\,d_o + 2{,}5\,v_n + a\,l - 160\,t_{gi})\,\frac{700 - t_m}{200 + t_m}.$$

Für mittlere Verhältnisse mit

$v_n = 4$ m/sk, $l = 25$ m, $a = 0{,}04$, $t_{gi} = 0{,}006$, $t_m = 250^0$

ist
$$H_r = 15\,d_o + 10 \text{ m}.$$

---

*) G. Lang, Vorschlag für einheitliche Bestimmungen über Anordnung und Abmessungen von Schornsteinen für Dampfkesselanlagen, Z. d. V. d. I. 1899 S. 894 ff.

Beispiel nach Lang: Für eine gröfsere Kesselanlage werden stündlich $B = 3000$ kg gute Steinkohle verbraunt. Mit Rücksicht auf das Kaltstellen einzelner Kessel werde für Vollbetrieb $v_n = 7$ m/sk verlangt; $\gamma = 1{,}29$; $\delta = 1$; $G = 19$.

Es soll ein einfacher gemauerter Schornstein, mit Feuerziegelfutter nur im Sockel gebaut werden, und es sei

$$t_0 = 216^0\ C;\ t_m = 228^0\ C;\ 1 + \alpha\, t_0 = 1{,}792;\ l \text{ im Mittel } 50;\ t_{g\,i} = 0{,}008;$$

weiter Fuchs und Feuerzüge, gute Abrundung aller Leitungsecken seien gewährleistet, so dafs trotz der gröfseren Geschwindigkeit im Fuchse $a = 0{,}05$ genügt; dann wird

$$F_0 = \frac{3000\,.\,19\,.\,1{,}792}{1{,}29\,.\,3600\,.\,7} = 3{,}14;$$

bei rundem Schaft wird also

$$d_0 = \sqrt{\frac{4\,.\,3{,}14}{\pi}} = 2{,}00 \text{ m.}$$

$$H_r = (15\,.\,2{,}0 + 2{,}5\,.\,7 + 0{,}05\,.\,50 - 160\,.\,0{,}008)\,\frac{700 - 228}{200 + 228} = 53{,}6 \text{ oder } \sim 54 \text{ m.}$$

Anmerkung: Nutzt man die Hitze der Rauchgase noch zum Vorwärmen der Feuerluft aus, wobei l auf 60 m und a auf 0,07 steigen, dagegen t_0 auf 180° sinken möge, $1 + \alpha\, t_0 = 1{,}66$ und $t_m = 192^0$ C, so ergibt sich

$$F_0 = \frac{3000\,.\,19\,.\,1{,}66}{1{,}29\,.\,3600\,.\,7} = 2{,}91, \qquad d_0 = \sqrt{\frac{4\,.\,2{,}91}{4}} = 1{,}93 \text{ oder } \sim 1{,}94 \text{ m,}$$

$$H_r = (15\,.\,1{,}93 + 17{,}5 + 0{,}07\,.\,60 - 1{,}28)\,\frac{700 - 192}{200 + 192} = 49{,}37\,\frac{508}{392} = 64{,}0 \text{ m.}$$

Man beachte den bedeutenden Einflufs dieser Abkühlung; für $t_m = 250^0$ hätten 51 m Höhe genügt.

Die Schornsteinmündung soll zur Verhütung der Rauchbelästigung mindestens 3 m höher liegen als der höchste im Umkreise von 250 m vorhandene First von Wohngebäuden

Als kleinste Schornsteinhöhe gilt erfahrungsmäfsig etwa 16 m.

Die **Leistungsfähigkeit** des Schornsteines nimmt nicht im Verhältnis der Höhen, sondern nur im Verhältnis der Quadratwurzeln daraus zu, wobei noch vorausgesetzt ist, dafs sich die Zugverhältnisse nicht wesentlich ändern. (Ueber Ausströmgeschwindigkeit s. oben.)

Der **Schornsteinzug** wird erzeugt durch Wärme und Wind; letzterer übt, wenn er frei über den Schornstein hinwegstreichen kann, eine saugende Wirkung aus. Die Wärme im geheizten Schornsteine bewirkt, dafs die in demselben befindliche Gassäule spezifisch leichter wird als die Aufsenluft und daher nach oben strömen mufs.

Wenn γ_1 das spezifische Gewicht der warmen Gase im Schornsteine,
γ " " " " Aufsenluft,
H_r die Höhe des Schornsteines über dem Rost in m,
f der Querschnitt des Schornsteines in qm,

so ist der Gewichtsunterschied der inneren und äufseren Gassäule in kg

$$Z = H_r f\,.\,\gamma - H_r f\,.\,\gamma_1 = H_r f(\gamma - \gamma_1);$$

bezogen auf die Flächeneinheit

$$z = \frac{Z}{f} = H_r(\gamma - \gamma_1) \text{ in kg/qm} = \text{mm Wassersäule} = \text{Zugkraft}$$

am Fufse des Schornsteines.

Beispiel: Wenn T_0 die Temperatur der Aufsenluft, T_1 die mittlere Schornsteintemperatur, 1,293 die Dichte der Luft bei 0°, 1,35 die Dichte der Rauchgase von etwa 10% CO_2 bei 0°, so ist

$$z = H_r\left(1{,}293\,\frac{273}{273 + T_0} - 1{,}35\,\frac{273}{273 + T_1}\right).$$

Bei $T_0 = 17$, $T_1 = 250$ wird $z = 0{,}48 \sim 0{,}5\ H_r$ mm.

Die Temperatur T_1, bei der die abziehenden Gase die günstigste Zugwirkung auf den Rost ausüben, ist $T_1 = 273 + 2\,T_0$.

Die Zugwirkung des Schornsteines wird beeinträchtigt durch die Kohlenschicht auf dem Rost, durch Rohrbündel, Risse im Mauerwerk, Flugasche, enge Züge u. dgl. Bei normaler Gasgeschwindigkeit kann man für 1 m der Züge mit einem Zugverluste von $\sim 0{,}3$ mm Wassersäule rechnen.

Der **Zug** eines Schornsteines kann durch ein Unterwindgebläse oder durch saugende Ventilatoren im Fuchs, in Sonderfällen (Lokomobilen, Lokomotiven, Schiffskessel) durch saugende Dampfstrahlgebläse (Bläser, Auspuffdampf) verbessert werden; diese Hülfsmittel sind beim Verfeuern minderwertiger Brennstoffe (Kohlenschlamm, Koksstaub usw.) von Vorteil (siehe unter Feuerungen).

Für **gemauerte Schornsteine** sei der unteren lichte Durchmesser

$$d_u = d_o + 0{,}016\,H_r \text{ bis } d_o + 0{,}02\,H_r;$$

falls die Standfestigkeit dann nicht genügt, vergröfsere man d_u entsprechend unter Beibehaltung sämtlicher Wandstärken.

Schornsteine, die ohne Gerüst (von innen) gebaut werden, sollen oben mindestens $d_o = 0{,}6$ m lichte Weite haben.

Die **obere Wandstärke** sei gleich 15 cm für $d_o = 1$ bis $1{,}5$ m, 20 cm für $d_o = 1{,}5$ bis 2 m und 25 cm für $d_o > 2$ m. Die Wandstärke nehme nach unten bei Verwendung von Formsteinen etwa alle 5 m um 5 cm zu; bei Normalziegeln ($25 \times 12 \times 6{,}5$ cm) wähle man die Höhe der einzelnen Mauerabsätze (Schüsse) gleich 5 bis 8 m und die Zunahme der Wandstärke gleich je $^1/_2$ Stein.

Durchlöcherte, unporige, 9 cm dicke Radial-Formsteine (mit $K \geqq 400$ kg/qcm), in verlängertem Zementmörtel verlegt, sind für runde Schornsteine am geeignetsten; die entstehenden Mörtelbolzen verankern das Mauerwerk in sich und verhüten Längsrisse, die Fugenzahl ist fast um $^1/_3$ geringer als bei Normalformat. Der Zementzusatz ist beim Sockel und in den unteren Schüssen (wegen der hohen Temperaturen) nicht zu grofs zu wählen; nach oben hin empfiehlt sich ein gröfserer Zusatz. — Runde Schornsteine werden am besten durch bewährte Sonderfirmen ausgeführt.

Form des Querschnittes. Bei runden Schornsteinen ist der Einflufs des Winddruckes am kleinsten, die drehende Rauchbewegung am wenigsten gehindert und (wegen des kleinsten Umfanges) die verlorene Wärmemenge und das erforderliche Mauerwerk am geringsten; jedoch sind Formsteine verschiedener Art nötig. Der achteckige Querschnitt steht dem runden kaum nach und ist mit weniger Formsteinen ausführbar. Die viereckige Form ist nicht zu empfehlen.

Die **Mündung** des Schornsteines soll nur mit leicht ausgekragtem Kapitäl versehen werden; über diesem ist noch ein glattes zylindrisches Rohrstück von 0,5 m Höhe aufzusetzen, das mit Sandstein-, Gufseisen- oder Bleiplatten schräg abgedeckt wird. Der Schornstein ist mit einem Blitzableiter zu versehen, an dessen Leitung benachbarte Metalldächer, Dampfkessel usw. anzuschliefsen sind.

Das **Schornsteinrohr** ende 0,6 bis 0,8 m unter Fuchssohle für die Ablagerung der Flugasche; die Entfernung der Asche ermöglicht eine (sonst leicht vermauerte) Türöffnung im Sockel gegenüber dem Fuchse oder statt dieser ein (mit einer Gufseisen- oder Steinplatte dicht abzudeckender) Einsteigschacht in den Fuchs dicht vor dessen abgerundeter Mündung in den Schornstein. Zum Besteigen dieses Schachtes und des Schornsteines in seiner ganzen Höhe sind alle 3 bis 5 Mauerschichten ⊔-förmige Eisensprossen (aus Rundeisen von etwa 20 mm Durchm.) einzumauern.

Hohe und weite Schornsteine werden, um Steine zu sparen, auch doppelwandig ausgeführt, so dafs zwischen der inneren und der äufseren Wand ein ringförmiger Raum freibleibt, der durch die (alle 50 bis 80 cm vorhandenen) Verbindungstellen der beiden Wände unterbrochen wird. Dieser mit Luft gefüllte Zwischenraum vermindert auch den Wärmeverlust, erhöht also den Zug des Schornsteines.

Münden mehrere Füchse in den Schornstein, so sind sie durch eingemauerte Zungen so zu trennen, dafs die Heizgase der verschiedenen Feuerungen sich erst dann vereinigen, wenn sie die gleiche Richtung angenommen haben.

Der **Sockel** sei vier- oder besser achteckig; $^1/_6\,H_r$ bis $^1/_5\,H_r$ als Sockelhöhe gibt meist passende Verhältnisse. Aeufsere Breite des Sockels $= D_u + 0{,}5$ m bis $D_u + 1{,}0$ m. Hieraus und aus der für das Rohr bis nach unten hin beizubehaltenden lichten Weite d_1 ergibt sich die Sockelwandstärke. Dabei soll die äufsere Umrifslinie des Schaftes in ihrer Verlängerung noch innerhalb des Sockelmauerwerkes bleiben. — Kommt der Sockel nicht zur Wirkung, so läfst man ihn entweder ganz weg oder macht ihn nur $^1/_{20}\,H_r$ bis $^1/_{30}\,H_r$ hoch.

Der Sockel wird im Inneren mit feuerfesten Steinen ausgemauert oder auch mit einem Futter versehen, so dafs zwischen diesem und dem Sockel eine 5 bis 15 cm starke Luftschicht verbleibt und das Futter sich selbständig ausdehnen und zusammenziehen kann. Zum Mauern des Futters wird Lehmmörtel benutzt; der Hohlraum ist oben gegen Flugasche abzudecken.

Breite, Tiefe und sonstige Abmessungen des im Grundrisse gewöhnlich quadratischen **Unterbaues** (Fundamentes) ergibt die statische Berechnung, den Baugrundverhältnissen gemäfs; vgl. auch Bd. III, Hochbau. Die Absätze (Banketts) nehme man 1,0 bis 1,5 m hoch und setze sie mit $^1/_2$ St., bei Bruchsteinen mit 15 cm ab, so dafs im senkrechten Schnitte die Verbindungslinie der Bankettkanten etwa unter 1 : 4 gegen die Wagerechte geneigt erscheint. Mauerwerk unter dem tiefsten Punkte des Schornsteinrohres noch 1,0 bis 1,5 m stark.

Bei schlechtem Baugrunde ist unter dem Mauerwerk eine Betonschicht von 0,75 bis 1,25 m Höhe oder auch ein Beton-Pfahlrost (Bd. III, Grundbau) anzubringen.

Ein schief gewordener Schornstein wird dadurch **gerade gerichtet**, dafs man auf der Seite, nach welcher der Schornstein überhängt, in verschiedenen Höhen Keile in die Mauerfugen treibt, während auf der entgegengesetzten Seite gleichzeitig in das Mauerwerk tiefe Einschnitte gesägt werden; nach dem Geraderichten wird der Schornstein mit Zementmörtel ausgefugt.

Statische Berechnung des Schornsteines*) auf Druck (durch Eigengewicht) und Biegung (durch Winddruck) ist für mehrere Querschnitte durchzuführen, nachdem der Schornstein nach den vorstehenden Angaben vorläufig entworfen ist. Es empfiehlt sich, die Gründungssohle und den untersten Querschnitt der eigentlichen Schornsteinsäule zuerst zu untersuchen; dann läfst sich leicht übersehen, ob es erforderlich ist, noch weitere Querschnitte zu prüfen. Am Schornsteine anzubringende Wasserbehälter sind sowohl leer als gefüllt in die Rechnung einzusetzen.

Die Untersuchung der einzelnen Querschnitte bezweckt die Ermittlung der gröfsten Kantenpressung des Mauerwerkes; lediglich das Verhalten des Schornsteines gegen Kippen zu untersuchen, ist ungenügend.

Als Winddruck $\mathfrak{W}$ sind bei Berechnung der Druckspannungen im Mauerwerk 150, bei der Prüfung, wie weit die Fugen klaffen, 125 kg/qm Schornsteinfläche einzusetzen (bei ungünstiger Lage und sehr hohen Schornsteinen bis 200 kg). Die Saugwirkung auf der Leeseite ist darin bereits enthalten. Je nach Form des Schornsteines vermindert sich der mit F zu multiplizierende Einheitsdruck $\mathfrak{W}$

bei runden Säulen $= 0{,}67 \cdot \mathfrak{W} \cdot F$,
„ achteckigen Säulen $= 0{,}71 \cdot$ „ $\cdot$ „,
„ sechseckigen „ $= 0{,}75 \cdot$ „ $\cdot$ „,
„ rechteckigen „ $= 1{,}00 \cdot$ „ $\cdot$ „,

wobei F den Flächeninhalt des senkrechten Schnittes der Säule bedeutet und bei acht- und sechseckigen Schornsteinen in der Diagonale, bei quadratischen parallel der Seite gemessen ist.

Es bezeichnen:

f die Fläche des zu untersuchenden Querschnittes in qcm,
G das Gewicht des über dem Querschnitte liegenden Schornsteinkörpers in kg,
h die Höhe des über dem Querschnitte liegenden Schornsteinkörpers in m,
s die Höhe des Schwerpunktes des über dem Querschnitte liegenden Schornsteinkörpers in m,
P den Gesamtwinddruck $= \mathfrak{W} \cdot F$ des über dem Querschnitte liegenden Schornsteinkörpers in kg/qm,
R den äufseren Halbmesser des Querschnittes (bei Vielecken die ein-
r „ inneren „ „ „ geschriebenen Kreise),
k die kleinste Kernweite des Querschnittes,
W das Widerstandsmoment des Querschnittes,
$\mathfrak{S}_0 = \frac{G}{f} =$ die Druckbelastung des Querschnittes in kg/qcm,
$\mathfrak{S}$ die Biegungsspannung des Querschnittes für das qcm,
$\mathfrak{S}'$ die Randspannung auf der Windseite,

*) Gust. Lang, Anleitung zum Entwerfen und zur statischen Berechnung gemauerter Schornsteine; Hannover 1898, Helwingsche Verlagsbuchhandlung. Z. d. V. d. I. 1896 S. 1125; 1897 S. 292; 1898 S. 180; 1899 S. 894 u. 919. Ferner Jahr, Anleitung zum Entwerfen und zur Berechnung der Standfestigkeit von Fabrikschornsteinen aus Mauerwerk, Eisen und Eisenbeton. Hagen i. W. 1910. Verlag von Otto Hammerschmidt. Bequeme Vordrucke zur Schornstein-Berechnung (nach Jahr) zu beziehen von Otto Hammerschmidts Buchhandlung, Hagen i. W.

$\mathfrak{S}''$ die Randspannung auf der Leeseite,
$\mathfrak{S}_m$ „ gröfste Kantenpressung,
a den Abstand des Angriffspunktes E sämtlicher äufseren Kräfte von der Mittellinie,
z den Abstand der Nullinie vom äufsersten Rande.

Bei der Berechnung der Standfestigkeit wird vorausgesetzt, dafs eine Adhäsion des Mörtels an den Steinen nicht vorhanden ist, dafs also die Fugen auf der Windseite sich ungehindert öffnen können.

Bedingungen für die Standfestigkeit (nach dem Gutachten der preufsischen Akademie des Bauwesens):

1. Die Fugen des Mauerwerkes dürfen höchstens bis zur Schwerpunktachse klaffen (bei 125 kg/qm).

2. Gröfste Kantenpressung $\mathfrak{S}_m$ im Mauerwerk $\leqq 5 + 0{,}15\,h$ kg/qcm, jedoch $\leqq 7$ kg für gewöhnliches Ziegelmauerwerk in Kalkmörtel, $\leqq 15$ kg für Mauerwerk aus Hartbrandsteinen in Kalkzementmörtel.*)

3. Die Bausohle darf nur Druck erhalten.

4. Gröfste Kantenpressung der Fundamentsohle bei gutem Baugrunde $\leqq 3$ kg/qcm, ausnahmsweise $\leqq 4$ kg/qcm.

Infolge des Winddruckes entsteht ein Kippen des Querschnittes um eine Nullinie (Abb. 77), und der Angriffspunkt E sämtlicher wirkenden äufseren Kräfte verschiebt sich um die Entfernung a, so dafs G jetzt am Hebel a dem Windmoment entgegenwirkt.

Grundgleichung zur Festigkeitsberechnung des Schornsteines:

$$Ga = Pz; \quad a = \frac{Pz}{G}.$$

Abb. 77.

Es gilt nach den Regeln der Biegungsfestigkeit

$$Ga = W\mathfrak{S}, \text{ also } \mathfrak{S} = \frac{Ga}{W}.$$

Die Randspannung ist auf der einen Seite

$$\mathfrak{S}'' = \mathfrak{S}_0 + \mathfrak{S} = \frac{G}{f} + \frac{Ga}{W},$$

auf der anderen Seite

$$\mathfrak{S}' = \mathfrak{S}_0 - \mathfrak{S} = \frac{G}{f} - \frac{Ga}{W}.$$

Letztere wird negativ und geht in Zugspannung über, wenn

$$\mathfrak{S} > \mathfrak{S}_0 \text{ oder } \frac{Ga}{W} > \frac{G}{f}.$$

Wenn die Nullinie aufserhalb des Querschnittes liegt oder ihn berührt, erhält derselbe nur Druck. In diesem Falle liegt E innerhalb des Kernes des Querschnittes, oder $a \leqq$ die kleinste Kernweite k.

*) Unter Hartbrandsteinen sind Ziegel von mindestens 250 kg/qcm Druckfestigkeit,
„ Kalkmörtel „ 1 R.-T. Kalk,
3 „ Sand,
Kalkzementmörtel „ 1 „ Zement,
2 „ Kalk,
6 bis 8 „ Sand verstanden.

Hierfür ist

$$\mathfrak{S}' = \mathfrak{S}_0 - \mathfrak{S} = 0 \text{ oder } \frac{G}{f} - \frac{G a}{W} = 0. \quad a = \frac{W}{f} = k \text{ oder } W = k f,$$

$$\text{daher} \quad \frac{\mathfrak{S}''}{\mathfrak{S}'} = \frac{G}{f} \pm \frac{G a}{k f} = \frac{G}{f}\left(1 \pm \frac{a}{k}\right) = \mathfrak{S}_0\left(1 \pm \frac{a}{k}\right).$$

Damit die Fugen nicht weiter als bis zur Hälfte klaffen, darf a nicht gröſser als e (zweite Kernweite) sein. Bei jedem zentralsymmetrischen Querschnitt ist $e = \frac{k x_m}{y}$, worin k die Kernweite, x_m die Entfernung der äuſsersten gedrückten Faserschicht von der Schwerachse, y den Schwerpunktabstand der Querschnitthälfte von dieser bedeutet.

Lang setzt statt e: $c = \frac{R}{2} + \frac{r}{4} = \frac{D}{4} + \frac{d}{8}$.

Solange $a < c$, erhält man

$$\mathfrak{S}_m < \mathfrak{S}''_{(+)} + \mathfrak{S}'_{(-)} \text{ } (\mathfrak{S}' \text{ absolut zu nehmen}).$$

$$\text{Genauer:} \quad \mathfrak{S}_m = \mathfrak{S}'' + \mathfrak{S}'\left(\frac{a-k}{c-k}\right)^2 \text{ (auch gültig für } a > c).$$

Für **kreisförmige** Querschnitte (bei achteckigen sind die eingeschriebenen Kreise maſsgebend) sind Werte für $\mathfrak{S}_m$ für verschiedene Verhältnisse von $\frac{R}{r}$ bei verschiedenen Werten von a und Werte von Z in den Tafeln I. Bd. Abschn. Festigkeitslehre (F. Zusammengesetzte Festigkeit) enthalten.

Tafel der Inhalte und kleinsten Kernweiten für die bei Schornsteinen vorkommenden Querschnitte (Maſse in m bzw. qm).

Aeuſsere Querschnittform	Innere Querschnittform	Inhalt des Querschnittes f	Kleinste Kernweite k	Zweite Kernweite e
Kreis	Kreis	$\pi(R^2 - r^2)$	$0{,}250\,R\left(1 + \frac{r^2}{R^2}\right)$	$0{,}47\,R + 0{,}29\,r$
Achteck	Achteck	$3{,}314\,(R^2 - r^2)$	$0{,}244\,R\left(1 + \frac{r^2}{R^2}\right)$	$0{,}48\,R + 0{,}30\,r$
Quadrat	Quadrat	$4{,}0\,(R^2 - r^2)$	$0{,}236\,R\left(1 + \frac{r^2}{R^2}\right)$	$0{,}55\,R + 0{,}34\,r$
Achteck	Kreis	$3{,}314\,R^2 - \pi r^2$	$\frac{0{,}876\,R^4 - 0{,}785\,r^4}{1{,}08\,f R}$	$0{,}53\,R + 0{,}24\,r$
Quadrat	Kreis	$4\,R^2 - \pi r^2$	$\frac{1{,}333\,R^4 - 0{,}785\,r^4}{1{,}414\,f R}$	$0{,}60\,R + 0{,}24\,r$
Quadrat	Achteck	$4\,R^2 - 3{,}314\,r^2$	$\frac{1{,}333\,R^4 - 0{,}876\,r^4}{1{,}414\,f R}$	$0{,}60\,R + 0{,}24\,r$
Quadrat	—	R^2	$0{,}236\,R = 0{,}118\,b$	—

Beispiel für eine

Berechnung der Standfestigkeit

eines Schornsteines von 29 m Höhe und 1 m oberer lichter Weite für ..... zu .....

Genaue Form und Abmessungen des Schornsteines gehen aus den beigelegten Zeichnungen hervor, zur Berechnung diene nebenstehende Skizze.

	Schaft	Sockel	Grundbau
Querschnittform	rund	quadratisch	quadratisch
Baustoff	Radialsteine	Klinkersteine	Klinkersteine und Beton
Mörtel { Zement R.-T. . .	1	1	1
Mörtel { Kalk R.-T. . . .	2	2	2
Mörtel { Sand R.-T. . . .	6	6	6
Gewicht g in kg/cbm . .	1700	1700	1700 bzw. 2000

Abb. 78.

Es sei in m R_0 der obere äußere Halbmesser einer Säule,
r „ untere innere „ „ „ ,
R „ „ äußere „ „ „ ,
y die Höhe einer Schafttrommel,
δ „ Wandstärke einer Schafttrommel,

dann ist das Gewicht einer Trommel $G = \pi\, y\, \delta\, (R_0 + r)\, g$; das Gewicht des Sockels $= f\, h\, g$, wenn $f =$ mittlerer Sockelquerschnitt.

Bemerkung: Für eckige Querschnitte bezeichnen R und r die Halbmesser der eingeschriebenen Kreise für den äußeren und inneren Umfang des Querschnittes. Anstatt π ist bei achteckigen Querschnitten die Zahl 3,314, bei viereckigen Querschnitten die Zahl 4,0 einzusetzen.

I. Gewichte der Schafttrommeln.

Nummer der Trommel	y	R_0	r	δ	Rauminhalt cbm	G
1	4,8	0,70	0,62	0,20	3,979	6 764
2	6,4	0,82	0,73	0,25	7,75	13 175
3	6,4	0,98	0,76	0,38	13,287	22 577
4	6,4	1,14	0,79	0,51	19,690	33 440

Gesamtgewicht des Schaftes 75 956 kg.

Sockelquerschnitt $f = 6{,}4712$ qm. Sockelgewicht . . . . 55 000 „

II. Berechnung von Schaft und Sockel.

Bemerkung: Ist P der Winddruck auf den Säulenschaft, M das Winddruckmoment auf die Schaftsohle, so ist das Winddruckmoment auf die Sockelsohle:

$$M_1 = M + h_1 (P + {}^1/_2 P_1),$$

wobei h_1 die Höhe des Sockels.

Bezeichnungen	Säule über Lagerfuge I $h = 24$ m	Säule über Lagerfuge II $h = 17{,}6$ m	Säule über Lagerfuge III $h = 11{,}2$ m	Säule über der Sockelsohle $h = 29$ m
R	1,30	1,14	0,98	1,425
r	0,79	0,76	0,73	0,725
G	75 956	42 516	19 939	$G_1 = 55\,000$ $G + G_1 = 130\,956$
Winddruck P für $\mathfrak{W} = 125$ *)	4 620	2 714	1 575	$P_1 = 1781$

*) S. 48 Einfluß der Form auf den Winddruck.

Bezeichnungen		Säule über Lagerfuge I $h = 24$ m	Säule über Lagerfuge II $h = 17,6$ m	Säule über Lagerfuge III $h = 11,2$ m	Säule über der Sockelsohle $h = 29$ m
Höhe des Schwerpunktes über der Lagerfuge		10,8	8,1	5,3	2,5
Winddruckmoment M für $W = 125$		43 416	21 983	8 347	$M_1 = 67\,971$
Ausschlag des Druckmittelpunktes $a = \frac{M}{G}$	$\mathfrak{W} = 125$	0,572	0,517	0,417	0,52
	$\mathfrak{W} = 150 = 1,2 \,.\, 125$	0,686	0,62	0,50	0,62
Zulässige Gröfse des Ausschlages c		0,847	0,76	0,67	0,89
		Da a bei $\mathfrak{W} = 125$ kleiner als c, können die Fugen höchstens bis zur Schwerpunktachse klaffen.			
Kleinste Kernweite k m		0,44	0,41	0,37	0,40
Der betrachtete Querschnitt f qcm		33 486	22 683	13 430	64 712
Druckbelastung durch Eigengewicht $\mathfrak{S}_0 = \frac{G}{f}$		2,27	1,88	1,48	2,16
Hülfsspannungen $\mathfrak{S}'' = \mathfrak{S}_0\left(1 + \frac{a}{k}\right)$ in kg/qcm für $\mathfrak{W} = 150$		5,72	4,72	3,48	5,54
$\mathfrak{S}' = \mathfrak{S}_0\left(1 - \frac{a}{k}\right)$		−1,18	−0,96	−0,52	−1,19
Gröfste Kantenpressung in kg/qcm $\mathfrak{S}_m = \mathfrak{S}'' + \mathfrak{S}'\left(\frac{a-k}{c-k}\right)^2$		6,16	5,06	3,94	5,74

Die zulässige Beanspruchung ist daher nicht überschritten.

III. Grundbau.

Gewicht des Grundbaues	79 400 kg,
„ „ Sockels	55 000 „ ,
„ „ Schaftes	75 956 „ ,
Gesamtgewicht des Schornsteines G_0 =	210 356 kg.

Ist P der Winddruck und M das Winddruckmoment auf den Säulenschaft, P_1 der Winddruck und M_1 das Winddruckmoment auf die Sockelsohle, so ist das auf die Grundbausohle wirkende Winddruckmoment $M_2 = M_1 + h_2\,(P + P_1)$, wenn h_2 die Tiefe des Grundbaues ist.

$M_2 = 85\,894$; $\quad a_2 = \frac{M_2}{G_0} = $ 0,41 bei $\mathfrak{W} = 125$; 0,49 bei $\mathfrak{W} = 150$; $\quad k_2 = 0,59$.

Da $a_2 < k_2$, können Zugspannungen und ein Abheben der Grundplatte nicht stattfinden.

$$\mathfrak{S}_0 = \frac{G_0}{f_0} = 0{,}84 \text{ kg/qcm}.$$

Gröfste Kantenpressung am Rande der Grundplatte: $\mathfrak{S}'' = \mathfrak{S}_0\left(1 + \frac{a_2}{k_2}\right) = 1{,}54$,

während 3 kg/qcm (ausnahmsweise 4 kg/qcm) zulässig sind.

Art des Baugrundes: Guter Baugrund.

Erklärung: Der unterzeichnete Bauunternehmer haftet dafür, dafs der von ihm zu benutzende Mörtel eine anerkannt brauchbare Zusammensetzung hat und die Druckfestigkeit des Mauerwerkes eine entsprechende ist, sowie dafs die Baustoffe bezüglich ihres Gewichtes, ihrer Güte und Festigkeit den gemachten Angaben entsprechen und technisch richtig verwendet werden.

. . . . den . . 19 . . . . . . den 19

Der Antragsteller. Der Bauunternehmer.

. . . .

Die ungefähren **Kosten** K in *M* (ausschl. Gründungskosten) für gemauerte Schornsteine sind

$$K \sim n\, H_r\, d_o,$$

wenn H_r in m, d_o dagegen in cm gegeben ist und der Wert n je nach Art der Ausführung zwischen 1 und 1,5 schwankt.

Blechschornsteine (bei Lokomobilen häufig, sonst wohl bei schlechtem Baugrunde, beschränkter Bauzeit oder vorübergehender Anlage verwendet) erhalten kegelförmige Schüsse. Der obere Schufs greife über den unteren. Blechdicke von oben nach unten in Abstufungen zunehmend; gewöhnlich nimmt man den obersten Schufs 3 bis 5 mm, den untersten 6 bis 8 mm dick, je nach Durchmesser und Höhe des Schornsteines. Durchmesser oben und unten gleich oder auch der untere Durchmesser $d_u = d_o + 0{,}01\, H_r$ in m; dabei ist d_o wegen der stärkeren Abkühlung $^4/_3$mal so grofs zu machen als bei einem gemauerten Schornsteine für dieselbe Feuerung.

Bei Berechnung der Standfestigkeit kann der eiserne Schornstein angesehen werden als am Fufse fest eingespannter und am Angriffspunkte der Spannseile unterstützter Träger.

Die Standfestigkeit wird durch Spannketten oder dünne Drahtseile gesichert, die in einem Winkel nicht unter 30^0 anzubringen sind. Der gufseiserne Grundrahmen ist mit dem Grundmauersockel in den Ecken durch Ankerbolzen, mit dem Schornsteine selbst durch einen Winkeleisenring zu verbinden. Auf sorgfältige Befestigung der Spannseile ist besonders zu achten. Der äufsere Anstrich ist alle zwei Jahre zu erneuern.

Lokomobil-Schornsteine erhalten bei Auspuffbetrieb einen Durchmesser gleich dem 1- bis 1,5 fachen Dampfzylinder-Durchmesser und eine Höhe über dem Ausblasrohre gleich dem 6- bis 7 fachen Schornstein-Durchmesser.

Lokomotiv-Schornsteine s. Abschn. Eisenbahnwesen.

F. Speisung der Dampfkessel.

1. Allgemeines.

Zur Speisung von Dampfkesseln ist in erster Linie reines und weiches Wasser zu verwenden. Wo solches von Natur nicht vorhanden ist, sind Wasserreinigungs- und Enthärtungsvorrichtungen anzulegen (S. 57). In zweiter Linie habe das Speisewasser eine möglichst hohe Temperatur. Angewärmtes Wasser aus Oberflächen- und Einspritzkondensatoren (bei diesen ist Oelabscheidung vorzusehen) gut verwendbar. Kondensate aus Heizkörpern aller Art sind in Sammelbehälter zu leiten, aus denen das Speisewasser zu entnehmen ist. Solche Sammelbehälter sind höher anzulegen als die Speisevorrichtung, damit bei größerer Erwärmung (etwa über + 60° C) unter Vermeidung von Saugung und etwaiger Dampfbildung in der Saugleitung (Versagen der Pumpen) das Speisewasser mit geringem Drucke der Speisevorrichtung zufließt. — Weiteres siehe unter „Speisewasser-Vorwärmer".

2. Speisevorrichtungen.

Einfach und doppelt wirkende Kolbenpumpen, die entweder unmittelbar mit der Dampfmaschine gekuppelt sind (Maschinenpumpen) oder von der Transmission mittels Riemens oder Exzenters (Transmissionspumpen) oder durch Elektromotor (Elektrische Pumpen) betrieben werden; ferner Dampfpumpen und Dampfstrahlpumpen (Injektoren). Neuerdings werden auch für große Leistungen mehrstufige rotierende Flügelpumpen verwendet. Sog. selbsttätige Speisewasserrückleiter (Retour d'eau) werden nur bei größeren Heizanlagen angewendet. Die Heizleitungen stehen hier häufig unter dem Kesseldrucke; der Sammelbehälter (nach Art eines Kondenstopfes ausgebildet) muß höher als der Kessel liegen, damit das Speiseventil durch den hydrostatischen Ueberdruck geöffnet werden kann. Die Größe der Speisevorrichtungen ergibt sich aus den Bestimmungen der A. P. B. (S. 68). Zu bevorzugen sind regelbare Speisevorrichtungen, die so eingestellt werden können, daß sie ununterbrochen dem Dampfkessel die durch Verdampfung abgegebene Wassermenge ersetzen.

Zuverlässige selbsttätige Speisewasserregler (Hannemann und andere) sehr empfehlenswert.

3. Speisewasservorwärmer.

a. Erwärmung durch die Heizgase der Kesselanlage (Ekonomiser).

Die Heizfläche H_v eines Vorwärmers, der die Heizgastemperatur von T_1 bis T_2 ausnutzt und das stündlich erforderliche Speisewasser D in kg von t_0 auf t_1 vorwärmt, ergibt sich aus

$$\frac{H_v}{D} = \frac{2\,(t_1 - t_0)}{k\,(T_1 + T_2 - t_1 - t_0)} \left(\text{genauer } \frac{H_v}{D} = \Theta \ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1}\right);^{*)}$$

*) Ueber Θ I. Bd. Abschn. Wärme unter Verbrennung.

Wärmedurchgangszahl $k = 10$ bis 15 für Vorwärmer mit mechanisch bewegten Schrapern; $k = 5$ für Vorwärmer ohne Schraper.

Vorwärmung des Wassers bis auf $+ 130^0$ C möglich; dabei T_2 etwa $+ 180^0$ C.

Bei wirksamen Vorwärmern sei (nach v. Grove) $H_v = {}^1/_3$ bis ${}^1/_2$ H Der Fassungsraum sei das 0,5- bis 1,25fache des stündlich erforderlichen Speisewassers.

Anordnung von stehenden gufseisernen oder schmiedeisernen Rohren oder von schmiedeisernen Rohrschlangen im Abzugkanal zwischen

Abb. 79.

Kessel und Schornstein (Abb. 79). Innerer Durchmesser der Rohre 10 cm; Länge etwa 3 m; Heizfläche jedes Rohres etwa 1,0 qm; Wasserinhalt jedes Rohres etwa 25 l. Für die Gröfsenbestimmung eines Vorwärmers gilt, dafs der Inhalt aller senkrechten Rohre bei einer Temperatur der abziehenden Heizgase von 250° gleich der stündlich erforderlichen Speisewassermenge ist. Bei höherer Abzugtemperatur der Heizgase ist nur eine geringere Anzahl Rohre erforderlich. Erforderlich für jede gute Vorwärmeranlage ist ein zweiter Rauchkanal unter oder neben dem Vorwärmer mit Schieber zum raschen Ein- und Ausschalten des Vorwärmers; Anordnung einer Rufskammer darunter; Zugänglich-

keit der Rohre mindestens von einer Seite; Vorwärmung des eintretenden Speisewassers bis auf mindestens 30^0 am einfachsten durch Mischen mit einem Teil des aus dem Vorwärmer austretenden Wassers, um zu verhüten, dafs der unterste Teil des Vorwärmers durch Niederschlag von Feuchtigkeit beim Einführen kalten Wassers verrostet. Häufige oder besser unausgesetzte Säuberung der Vorwärmerrohre von Rufs und Flugasche mittels mechanisch auf- und niedergehender Abkratzeisen (Schraper) notwendig.

b. Erwärmung durch Abdampf (Dampfmaschinen, Dampfpumpen, Dampfturbinen).

Ueber Berechnung I. Bd. Abschn. Wärme.

1. **Unmittelbare Mischung** des Speisewassers mit dem Abdampf in **offenen** Vorwärmern ist, obwohl der Einfachheit wegen gelegentlich verwendet, wegen des Oelgehaltes des Dampfes nicht zu empfehlen.

2. **Getrennte Führung** von Dampf und Wasser in Röhrenvorwärmern, die in die Speise-**Druck**-Leitung geschaltet sind; Führung

Abb. 80.

Abb. 81.

F. Mattick-Pulsnitz i. Sachsen.

des Speisewassers um und des Abdampfes durch die Rohre im Gegenstrom. Durchmesser der Rohre: 40 bis 50 mm; der auftretenden Anfressungen wegen aus Kupfer oder Messing; Gesamtquerschnitt im lichten für den durchströmenden Dampf zur Vermeidung erhöhten

Gegendruckes gleich $^3/_4$ des Querschnittes des Abdampfrohres; der Gufs- oder schmiedeiserne Mantel ist so zu bemessen, dafs sein Wasserinhalt, vom Eintritt bis zum Austritt des Wassers gemessen, gleich $^1/_5$ bis $^1/_4$ der stündlich erforderlichen Speisewassermenge ist. Bei ununterbrochener Speisung kann das Wasser bis auf 90° erwärmt werden. Abb. 80 zeigt einen einfachen, Abb. 81 einen Doppel-Gegenstrom-Vorwärmer. Rohre durch Einwalzen und Bördeln in den Rohrplatten befestigt. Rohrbündel zwecks Reinigung ausziehbar. Thermometer zur Beobachtung der Wasservorwärmung erforderlich. Der Vorwärmer mufs durch eine Umführungsrohrleitung leicht ein- und auszuschalten sein.

4. Reinigung des Kesselspeisewassers.*)

a. Mechanische Reinigung.

Grobe mechanische Verunreinigungen des Speisewassers — Beimengungen von Schlamm, Lehm oder dgl. — werden in Klärbehältern oder in Filtern abgeschieden. — Das Filtergefäfs ist so bemessen, dafs die Wassergeschwindigkeit eine ganz geringe wird — etwa 1 mm für 1 sk. — Als Filterstoff dient Kies oder Koks, der schichtenweise in verschiedener Körnung gelagert wird. Reinigung der Filtermasse durch Umrühren, Auswaschen und unt. Umst. Herausnehmen des Filters ist vorzusehen.

Oelfreies Wasser aus Abdampfheizungen und Mischkondensationen wird erzielt durch Abdampfentöler und Oelfilter. Die Einrichtung der Abdampfentöler ist derart, dafs dem Dampf in denselben eine spiralförmige Bewegung oder plötzliche Richtungsänderung erteilt und so das Oel ausgeschleudert wird. Wirkung nicht immer zuverlässig; daher noch Nachreinigung des Kondensates in Oelfiltern mit mehreren Kammern und Ueberläufen. Ueberströmen des Wassers oder Absaugen durch Heber aus den tiefsten Stellen der Kammern. Das spezifisch leichtere Oel fliefst oben über. Das so gereinigte Wasser geht zum Schlufs durch Filter aus Holzwolle oder Koks, die von Zeit zu Zeit zu erneuern sind.

b. Chemische Reinigung.

Die Haupt-Kesselsteinbildner sind die Sulfate, Karbonate und Chloride von Kalzium und Magnesium. Der Gehalt eines Wassers an diesen Sulfaten und Karbonaten bedingt seine Gesamthärte.

1 deutscher Härtegrad entspricht 10 mg Kalk (CaO) oder 7,15 mg Magnesia (MgO) in 1 l,

1 französischer Härtegrad entspricht 10 mg kohlensaurem Kalk ($CaCO_3$) = 0,56 deutschen Härtegraden,

1 englischer Härtegrad entspricht 14,3 mg kohlensaurem Kalk ($CaCO_3$) = 0,8 deutschen Härtegraden.

Die durch die Sulfate bedingte Härte nennt man die bleibende Härte, die durch die Karbonate bedingte die vorübergehende Härte. Professor Bunte hält es aber nicht für richtig, bei Angabe der vorübergehenden Härte auch die kohlensaure Magnesia mitzurechnen, weil diese nach längerem Kochen noch im Wasser vorhanden ist.

*) Vgl. auch „Die Reinigung des Kesselspeisewassers" von Heidepriem. Seydels Verlag, Berlin.

Die **Sulfate** scheiden bei der Verdampfung des Wassers als feste, harte, den eigentlichen Kesselstein bildende Masse aus.

Die **Karbonate** sind als doppeltkohlensaure Salze im Wasser gelöst enthalten, meistens bei gleichzeitigem Ueberschufs an freier Kohlensäure. Die freie Kohlensäure entweicht vollständig bei Erwärmung des Wassers bis zur Gasentwicklung, die halbgebundene nach lange anhaltendem Kochen. Von den dann übrigbleibenden einfach kohlensauren Salzen ist der kohlensaure Kalk fast unlöslich $\left(\frac{1}{50\,000}\right)$, die kohlensaure Magnesia schwer löslich, so dafs beide Karbonate ausfallen. Diese ausgefällte Schlammasse brennt an heifsen Flächen fest und vermehrt die Masse des aus den schwefelsauren Salzen bestehenden eigentlichen Kesselsteins.

Von den **Chloriden,** die sehr leicht löslich sind, zersetzt sich Chlormagnesium in konzentrierter Lösung und unter Druck sehr leicht unter Abspaltung von Salzsäure,*) die Anfressungen der Kesselbleche hervorrufen kann. Bei gleichzeitiger Anwesenheit von Chlormagnesium oder schwefelsaurer Magnesia und kohlensaurem Kalk im Wasser treten bei hohen Wassertemperaturen, also bei hohen Dampfspannungen im Kessel, zwischen den Magnesia- und Kalksalzen Verbindungen nach folgenden Formeln ein:**)

$MgCl_2$	+	$CaCO_3$	=	MgO	+	$CaCl_2$	+	CO_2
Chlormagnesium		kohlens. Kalk		Magnesia		Chlorkalzium		Kohlensäure
$MgSO_4$	+	$CaCO_3$	=	MgO	+	$CaSO_4$	+	CO_2
schwefels. Magnesia						schwefels. Kalk		

Die aus $MgCl_2$ ausgeschiedene MgO bildet Flocken, die nicht festbrennen; die aus $MgSO_4$ ausgeschiedene brennt fest. Beide Ausscheidungen sind für den Kesselbetrieb gefährlich, weil sie auch in ganz dünner Schicht die Uebertragung der Wärme vom Kesselblech auf das Wasser verhindern, somit Ueberhitzungen der Bleche hervorrufen.

Die **Reinigung des Wassers** zur Verhütung der Kesselsteinbildung hat die Aufgabe, die im Wasser gelösten, den Kesselstein bildenden Salze entweder auszufällen oder in solche zu verwandeln, die sehr leicht löslich sind und auch trotz der Verdampfung des Wassers sehr lange gelöst bleiben. Die Reinigung kann im Kessel selbst erfolgen, besser jedoch aufserhalb des Kessels in besonderen Reinigern und dann am raschesten und sichersten bei gleichzeitiger kräftiger Erwärmung des zu reinigenden Wassers.

Die **verschiedenen Reinigungsverfahren,** die je nach der Beschaffenheit des Wassers, die durch eine chemische Analyse festzustellen ist, angewendet werden, sind:

1. **Reinigung mit Aetzkalk,** am besten in Form von Kalkwasser (1 cbm Wasser enthält 1 kg Kalk), nur anwendbar für Wasser, das ausschliefslich doppeltkohlensauren Kalk bzw. Magnesia enthält. Es ist so viel Kalk zuzusetzen, dafs alle vorhandene freie oder gebundene

*) Protokoll 1897 der Sitzung des Internat. Verbandes d. Dampfkessel-Ueberwachungs-Vereine. — **) Z. d. V. d. I. 1900 S. 1295.

Kohlensäure an Kalk gebunden wird, so dafs also mehr einfach kohlensaurer Kalk als Schlamm niedergeschlagen wird, als Kalk bzw. Magnesia in dem zu reinigenden Wasser war. Vorzug: Billigkeit.

2. **Reinigung mit Soda** findet vorwiegend Anwendung zur Fällung des schwefelsauren Kalkes, wobei einfach kohlensaurer Kalk als Schlamm niedergeschlagen wird und schwefelsaures Natron in Lösung geht. Wegen der relativen Löslichkeit der kohlensauren Magnesia ist schwefelsaure Magnesia mit Soda allein nicht hinreichend auszufällen, sondern nur mit einem Zusatz von Aetzkalk (unter 3). Auch der doppeltkohlensaure Kalk wird mit Soda in der Weise ausgeschieden, dafs einfach kohlensaurer Kalk, der als Schlamm ausfällt, und doppeltkohlensaures Natron gebildet werden, das mit dem Speisewasser in den Kessel gelangt und dort infolge der starken Erwärmung das eine Aequivalent Kohlensäure verliert, wodurch wieder Soda entsteht. Beim sogenannten Regenerativverfahren (Reichling) wird ein Teil dieses sodahaltigen Kesselwassers zur Erwärmung des zu reinigenden Wassers und gleichzeitig wieder zum Fällen des doppeltkohlensauren Kalkes benutzt, so dafs nur so viel Soda neu zuzusetzen ist, wie zum Zersetzen des etwa vorhandenen schwefelsauren Kalkes und Chlorkalziums notwendig ist.

3. **Reinigung mit Aetzkalk und Soda,** heute vielfach angewendet, weil beide Reagentien zusammen die Fällung der in dem Wasser meistens vorhandenen verschiedenen Salze, auch der Magnesiasalze sicher und billig ermöglichen.

4. **Reinigung mit Aetznatron,** wie Nr. 3 anwendbar für alle Fälle, nur teurer.

Bei allen Reinigungsverfahren, bei denen Salze in Lösung gehen und sich im Kessel anreichern, ist es zur Verhütung einer zu starken Anreicherung erforderlich, den Wasserinhalt des Kessels etwa alle 8 bis 14 Tage teilweise und etwa alle 6 bis 8 Wochen ganz auszublasen und den Kessel mit frischem Wasser aufzufüllen.

Die zur Verwendung kommenden Reiniger bestehen in der einfachsten Form aus zwei übereinandergelagerten Behältern, von denen der obere zur Reinigung des Wassers mit den betreffenden Chemikalien, der untere als Sammelbehälter für das oben gereinigte und geklärte Wasser dient. Die Erwärmung des zu reinigenden Wassers kann in einem besonderen Vorwärmer oder in dem Reinigungsbehälter, die Mischung des Rohwassers mit den Reagentien von Hand oder selbsttätig, die Klärung des gereinigten Wassers durch Absetzenlassen, durch Filter oder Filterpressen erfolgen. Die heute gebräuchlichen Reiniger bestehen meistens aus einem zylindrischen, aufrechtstehenden eisernen Behälter, der durch eingebaute wagerechte Blechwände in mehrere Abteilungen geteilt ist, die zur Aufnahme der Chemikalien, zum Anwärmen und Mischen des Wassers mit den Chemikalien und zur Klärung des gereinigten Wassers dienen. Wird Aetzkalk benutzt, so dient zur Herstellung des Kalkwassers in den meisten Fällen ein besonderer Kalksättiger: ein aufrechtstehender kegelförmiger Behälter.

5. **Reinigung mit Zeolithen.** Die der Firma J. D. Riedel Akt.-Ges. zu Berlin unter dem Namen „Permutite" patentamtlich geschützten

künstlichen Zeolithe — basische Aluminat-Silikate — haben die Eigenschaft, ihre basischen Bestandteile gegen andere Basen auszutauschen. Zur Enthärtung des Speisewassers wird Natriumpermutit verwendet, zur Enteisenung Manganpermutit.

Das zu enthärtende Speisewasser durchfliefst einen Natriumpermutitfilter — Wassergeschwindigkeit und Höhe des Filters werden durch die Härtegrade des Wassers bestimmt —, wobei Kalk und Magnesia von dem Permutit aufgenommen werden und doppeltkohlensaures und schwefelsaures Natron in das Filtrat übergehen. Wird Permutit mit P bezeichnet, so findet die Enthärtung nach folgenden Formeln statt:

$$P.Na_2 + CaH_2(CO_3)_2 = P.Ca + 2NaHCO_3$$
$$P.Na_2 + CaS.O_4 = P.Ca + Na_2S.O_4.$$

So kann eine vollständige Enthärtung des Speisewassers bis auf 0° erzielt werden. — Das Kesselwasser ist von Zeit zu Zeit ganz abzulassen und zu erneuern, um Anreicherungen mit kohlensaurem und schwefelsaurem Natron zu vermeiden.

Hat das Permutit seinen ganzen Natrongehalt ausgetauscht, so wird es durch Ueberleiten einer Kochsalz(Chlornatrium-)lösung regeneriert nach folgender Formel:

$$P.Ca + 2NaCl = P.Na_2 + CaCl_2$$

und ist dann wieder zum Reinigen des Wassers geeignet. — Ein Verbrauch an Permutit findet nicht statt, abgerechnet den natürlichen Verschleifs durch das im Anschlufs an das Regenerieren vorzunehmende Auswaschen.

An Apparaten ist also nur ein einfacher Behälter mit Permutitfüllung — gebaut von der Permutit-Filter-Co., Berlin — notwendig. Aufser den beiden Anschlufsleitungen für das zu- und abfliefsende Speisewasser sind 2 Anschlüsse für Zu- und Abflufs der regenerierenden Kochsalzlösung vorzusehen. Das Regenerieren wird je nach Bedarf beim Stillstande des Betriebes ausgeführt. Gröfsere Anlagen werden vorteilhaft mit 2 Permutitfiltern für abwechselnden Betrieb auszurüsten sein. Die Enteisenung mit Manganpermutit beruht auf der leichten Sauerstoffabgabe höherer Manganoxyde, die auf dem Zeolith niedergeschlagen sind. Die Wirkung dauert nur so lange, wie der Sauerstoffvorrat des Filters ausreicht. Sobald dieser erschöpft ist, mufs das Filter — gleichgültig, ob es Enteisenungs- oder Entmanganungszwecken dient — mittels Kalium- bzw. Kalziumpermanganates regeneriert werden.

G. Zubehörteile der Kessel.

a) Grobe Armaturen (s. unter B, C u. D).
b) Feine Armaturen.

1. Sicherheitsventile

sollen nach Vereinbarung der verbündeten Regierungen vom 17. 12. 08 als der Vorschrift des § 9 Abs. 2 der A. P. B. entsprechend angesehen werden, wenn ihr Querschnitt folgender Formel entspricht:

$$F = 15\,H\sqrt{\frac{1000}{p\,\gamma}},$$

worin

F = Querschnitt des Ventils in qmm,
H = Heizfläche des Kessels in qm,
p = Ueberdruck des Dampfes in kg/qcm,
γ = Gewicht von 1 cbm Dampf in kg vom Ueberdrucke p (1. Bd. Abschn. Wärme)

bedeuten.

Vollhubsicherheitsventile, d. h. solche, deren Hub mindestens ein Viertel ihres Durchmessers beträgt, können nach der Formel $F = 5\,H \sqrt{\frac{1000}{p\,\gamma}}$ berechnet werden.

Der auf jedes Ventil ausgeübte Dampfdruck darf 600 kg nicht überschreiten; darüber hinaus sind zwei oder mehr Ventile anzuordnen.

Ventile mit Hebelbelastung sind unmittelbar belasteten vorzuziehen. Bei Ventil Abb. 82 sind die Bedingungen erfüllt, die an ein genau

Abb. 82.

und sicher arbeitendes Ventil mit Hebelbelastung zu stellen sind. Das Ventil liegt frei und ist zugänglich; seine richtige Lage, wagerecht nach allen Richtungen, ist bequem zu untersuchen, die Schneide vom Drehpunkt des Hebels ruht in einem Zapfen, der durch eine Mutter (nicht durch Einschrauben in den Ventilflansch) gehalten ist. Der Druckpunkt des Ventils liegt in oder unter der Ebene der Sitzfläche. Der Hebel liegt auf Schneiden; der Drehpunkt und der Druckpunkt des Hebels und der Aufhängepunkt des Gewichtes liegen in einer Ebene. Das Ventil kann unter Druck gedreht werden. Der Hebel ist kräftig, die Schneiden sind breit zu halten.

Günstige Abmessungen erhält man bei folgenden Verhältnissen: Kleinste Entfernung der Schneiden = d, Höhe des Hebels über der mittleren Schneide = $^2/_3\,d$, Breite des Hebels = $^1/_3\,d$. Der Ventilsitz, eben oder kegelförmig, ist schmal zu halten, etwa 2 bis 2,5 mm. Ebene Ventilsitze schützen besser gegen Festsetzen, kegelförmige (Sitzwinkel

= 45°) halten besser dicht. Führung des Ventilkegels möglichst lang; obere oder untere Führung oder beide zugleich. Spindel- oder Flügelführung. Der Hebel des Ventils mufs in einer Gabel geführt werden, die, oben geschlossen, gleichzeitig den Hub begrenzt.

Abb. 83.

Vollhub-Sicherheitsventil von Schäffer & Budenberg, G. m. b. H., Magdeburg-Buckau (Abb. 83). Der Dampf wirkt zunächst auf die volle untere Fläche des Ventilkegels; diese Fläche ist für die Berechnung und Einstellung des Belastungsgewichtes mafsgebend. Wird die genehmigte Dampfspannung erreicht, hebt sich das Ventil nur wenig; wird die erlaubte Spannung überschritten, so vergröfsert sich der Hub des Ventilkegels immer mehr infolge des unterhalb der am Kegel befindlichen Hubvergröfserungsplatte entstehenden Druckes. Bei vollem Hub läfst das Ventil so viel Dampf entweichen, dafs ein weiteres Steigen der Spannung selbst bei starkem Feuern nicht möglich ist.

An Stelle der Gewichtsbelastung findet auch eine solche durch Federn statt, namentlich bei Kesseln, welche im Betriebe starken Erschütterungen ausgesetzt sind (bewegliche und Schiffskessel).

Der zuverlässigeren Wirkung wegen sind gewichtsbelastete Sicherheitsventile vorzuziehen.

2. Dampfabsperrventile.

Bauch- und Eckventile. Aufsenliegendes Gewinde, Metallspindel, Säulenaufsatz, schmiedeeiserne, mit Messing ausgebüchste Brücke, Spindel mit Bund oder Kegel zum Begrenzen des Ventilhubes und Abdichten der Stopfbüchse, um diese während des Betriebes verpacken zu können. Um dies bei geschlossenem Ventil zu ermöglichen, mufs der Dampf unter, nicht auf den Ventilteller drücken. Durchmesser des Absperrventiles meist gleich dem 1,1- bis 1,25 fachen Durchmesser eines einfachen Sicherheitsventils (S. 60). Bei Ventilen von 250 mm Durchm. ab empfiehlt sich die Ausrüstung mit Umlaufventil zur Entlastung des Absperrventiles und zur besseren, weil langsameren Anwärmung der anschliefsenden Rohrleitung. Ueber die Dampfzuleitung zur Maschine s. IV, Dampfmaschinen.

Abb. 84.

Zur selbsttätigen Absperrung des Dampfes bei Rohrbrüchen bedient man sich neuerdings mit gutem Erfolge der Rohrbruchventile.

Folgende Anforderungen sollen an ein brauchbares Rohrbruchventil gestellt werden:

1. Sicherer, stofsfreier Selbstschlufs, unabhängig von der Entfernung der Bruchstelle.

2. Unempfindlichkeit gegenüber Wasserschlag und schwankender Dampfentnahme, kein vorzeitiger Selbstschlufs.

3. Einstellbarkeit bzw. Anpassungsfähigkeit für jeweilige Betriebsverhältnisse.

4. Signalvorrichtung, die den erfolgten Ventilschlufs anzeigt.

5. Fernschlufsvorrichtung, welche Schliefsen und Oeffnen des Ventiles durch Hand vom Heizerstande aus ermöglicht.

Das Rohrbruchventil der Firma Hübner & Mayer, Dampfkessel- und Armaturenfabrik in Wien, stellt ein in Praxis bewährtes Ventil dar, das obigen Anforderungen gerecht wird (Abb. 84).

Der Selbstschlufskörper ist auf einem durchbohrten Führungszapfen lose geführt, dessen Bohrung ins Freie mündet. Der Selbstschlufskörper wird daher mit dem vollen Ueberdruck des Dampfes auf seinen Sitz am inneren Ende der Zapfenbohrung geprefst und so mit grofser Kraft in der Offenstellung erhalten.

Das Gewicht des Ventilkörpers kommt neben dieser grofsen, offenhaltenden Kraft aufser Betracht, weshalb das Rohrbruchventil, unbeschadet seiner sicheren Wirkung, in beliebiger Lage eingebaut werden kann.

Die durch einen Rohrbruch entstehende Druckverminderung pflanzt sich rasch bis zu der der Ausströmseite zugewendeten Fläche des Selbstschlufskörpers fort, während auf die der Einströmseite zugekehrte Fläche noch der volle Kesseldruck wirkt. Durch diesen auf die grofsen Flächen des Selbstschlufskörpers wirkenden Druckunterschied wird die offenhaltende Kraft der Dampfbelastung überwunden und das Rohrbruchventil von dem strömenden Dampfe geschlossen, und zwar ohne Stofs, da das Gewicht des Selbstschlufskörpers gering ist, und die Dampfbelastung auch während der Schliefsbewegung fortdauert.

Beim Selbstschlufs wird die Bohrung des Führungszapfens geöffnet, der Dampf entweicht in einem dünnen Strahl zischend ins Freie und gibt dem Kesselwärter ein Signal, dafs das Ventil geschlossen hat. Der Selbstschlufskörper kann durch einen Hebel, der von aufsen mittels eines Seiles oder dgl. gedreht werden kann, aus gröfserer Entfernung von Hand betätigt werden.

3. Speiseventile und Speiserohre.

Speiseventil, unter dem Druck des Kesselwassers selbsttätig schliefsend. Die Speiseventile sitzen möglichst dicht am Kessel; Zwischenschaltung einer Absperrvorrichtung zwischen Kessel und Speiseventil ist Vorschrift (Absperrventil, Hahn, Schieber). Hub des Ventilkegels zwischen 5 und 8 mm. Der Ventilsitz soll mindestens 25 mm unter Unterkante der Abflufsöffnung liegen, kegel- oder kugelförmig und nicht zu schmal sein, etwa 5 bis 6 mm breit. Der Ventilkopf und die Anschlagfläche des Gehäuses erhalten, um den Wasserschlag zu vermeiden, $^1/_3$ des Ventilquerschnittes. Der Durchmesser des Speiseventils ist nicht zu klein zu wählen.*) Einschaltung eines Sicherheitsventils in die Druckrohrleitung ist zu empfehlen. Belastung des Ventils etwa 1 at über Kesseldruck.

Auf die Hochlegung der **Speiserohr-Mündung** bis nahe unter den niedrigsten Wasserstand ist hinzuwirken, damit das Speisewasser, an möglichst heifser Stelle in den Kessel tretend, schnell von mitgeführter Luft befreit wird, ehe es die Kesselwandungen berührt. Bei Einführung des Speiserohres von der vorderen Kopfplatte aus (bei Flammrohrkesseln zu empfehlen): Länge des Speiserohres etwa 3 m; sein tiefster Punkt noch oberhalb des Scheitels der Flammrohre.

*) Weinlig empfiehlt, den Speiseventil-Durchmesser nach der Dampferzeugung des Kessels zu bestimmen, u. zw. bei einer stündlichen Dampferzeugung von rund

2000 kg = 75 mm,	1200 kg = 65 mm,	700 kg = 50 mm,	300 kg = 40 mm,
1680 „ = 70 „ ,	900 „ = 55 „ ,	500 „ = 45 „ ,	200 „ = 35 „ .

4. Ablafsvorrichtungen.

Ventil, Hahn oder Schieber. Ein Ventil schliefst hier nicht so sicher ab wie die beiden anderen Abschlufsvorrichtungen; Hähne und Schieber sind dagegen unter Druck schwer zu handhaben. Daher ist eine vereinigte Anordnung, Ventil zwischen Hahn (oder Schieber) und Kessel, vorzuziehen. Die Abschlufsvorrichtung ist nicht zu grofs zu wählen, etwa mit 30 bis 60 mm Durchm., je nach Gröfse des Kessels. Leichte Zugänglichkeit und sorgfältiger Schutz gegen Feuchtigkeit, Asche usw.

Die Verbindung der Ablafsrohre mehrerer nebeneinanderliegender Kessel durch ein gemeinsames Rohr kann leicht zu Unglücksfällen dadurch führen, dafs beim Abblasen eines Kessels unter Druck das ausgeblasene Wasser in einen zur Reinigung aufser Betrieb liegenden Kessel einströmt, wenn dessen Ausblasevorrichtung geöffnet ist. Getrennte Führung der einzelnen Ausblaserohre bis in einen möglichst weiten Kanal hinein ist daher zu empfehlen.

5. Wasserstandzeiger. (§ 7 der A. P. B.)

a) Wasserstandgläser (ein Wasserstandglas ist vorgeschrieben, für Dampfschiffskessel zwei). Durchmesser des Glasrohres = 20 mm aufsen, Länge nicht unter 250 mm. Das Rohr soll oben und unten in eine 6 bis 8 mm hohe, genau auf seinen äufseren Durchmesser ausgedrehte Brust fassen, um das Einquellen des Dichtungsmittels in die Oeffnungen des Rohres zu vermeiden. Bei Fehlen der Brust ist eine Unterlage von genau um das Glas passenden Bleischeiben unter oder über Dichtungsringen zu empfehlen. Zum Schutz gegen Zerspringen soll das Glas mit einer wirksamen Schutzvorrichtung aus Drahtglas oder dgl. versehen werden.

Abb. 85.

Abb. 86.

Wasserstand-Hahnköpfe nach Abb. 85 entsprechen den Forderungen des Min.-Erl. vom 20. Febr. 1899. Da hier $x + y < H$ ist, kann bei ganz hochgezogenem Glase das Dichtungsmittel nicht in die untere Glasöffnung eindringen. Die durch die Schraube p geschlossene, mit der Hauptbohrung des Hahngehäuses in einer senkrechten Ebene liegende Nebenbohrung gestattet während des Betriebes (nach Schliefsen des Hahns und Losschrauben von p) die Prüfung darüber, ob die Hauptbohrung des Gehäuses mit der des Hahnbolzens noch übereinstimmt.

Zu empfehlen ist ferner, auf jeden Hahnkopf den zugehörigen äufseren Durchmesser des Glases sowie dessen Länge, die zu einer bestimmten Mittelentfernung der Hahnköpfe voneinander gehört, und diese Mittelentfernung selbst dauerhaft aufzuschlagen. Bei gröfserer oder kleinererM ittelentfernung der Hahnköpfe, als aufgeschlagen, ist dann auch die aufgeschlagene Länge des Glases um ein gleiches Mafs zu vergröfsern oder zu verkleinern. Dadurch wird die Bestellung neuer Gläser und die Prüfung der richtigen Mafse der vorhandenen Auswechselgläser erleichtert.

Neuere Wasserstandgläser von Schott in Jena besitzen die gröfste Widerstandsfähigkeit bei starken Temperaturunterschieden innen und aufsen (nach amtl. Prüfung innen 200°, aufsen tropfenweise 0° kaltes Wasser). Bei ihrer Herstellung wird Glas von kleinem durch solches von grofsem Ausdehnungsvermögen umhüllt und verblasen (Verbundglas). Die sonst beobachteten Mängel gewöhnlicher Wasserstandgläser, wie Zerfressenwerden in der Wasserlinie, Springen beim Auffallen von kalten Wassertropfen oder Schneeflocken, Zerplatzen von innen heraus aus meist unerklärlicher Ursache usw., sind bei den Schottschen Gläsern beseitigt.*)

Sehr zu empfehlen sind die nach Klingerscher Art hergestellten Wasserstandgläser (Abb. 86). Gute Sichtbarkeit des Wasserstandes, kein Zerspringen des Glases, daher besondere Schutzvorrichtungen unnötig.

b) Probier-Hähne und -Ventile. Bohrung etwa 10 mm. Der unterste soll stets Wasser und der oberste stets Dampf zeigen. Entfernung beider, je nach der Gröfse des Speiseraumes des Kessels, 80 bis 120 mm. Hahnkegel müssen sich ganz durchdrehen lassen. Anbringung der Wasserstandzeiger und Probierhähne am Kesselkörper: Unmittelbares Einschrauben oder Anflanschen ist nicht zu empfehlen; vorzuziehen ist die Anordnung von schmiedeisernen Säulchen am Kesselkörper und Befestigung der Wasserstandzeiger an diese mittels Flanschen oder Ueberwurfmuttern (Abb. 87). Bei Benutzung von längeren Rohren zur Verbindung des Kesselkörpers mit den Wasserstandzeigern sind die Rohre gegen die Einwirkung der Heizgase gut zu schützen. Die doppelten Wasserstandzeiger werden an Stutzen von der vorgeschriebenen lichten Weite (= 6000 qmm) angeflanscht.

Abb. 87.

6. Manometer.

Für den praktischen Kesselbetrieb kommen nur Federmanometer in Betracht [Plattenfeder- und Röhren- (Bourdonsche) Manometer]. Federmanometer sind gegen Erwärmung zu schützen und daher nicht zu nahe am Kessel anzubringen. Möglichst langes Verbindungsrohr mit dem Dampfraume des Kessels, behufs Kondensation des Dampfes in der Leitung und Einschaltung eines Wassersackes (Abschn. Mefsinstrumente).

---

*) E. Glinzer, Neuerungen in der Glasfabrikation. Z. d. V. d. I. 1895 S. 541.

H. Anhang.

1. Reichsgesetzliche Bestimmungen über Anlegung und Betrieb von Dampfkesseln.

a) Auszug aus der Reichs-Gewerbeordnung.

(Gesetz vom 21. Juni 1869 bzw. 1. Januar 1873.)

§ 24. Zur Anlegung von Dampfkesseln, sie mögen zum Maschinenbetriebe bestimmt sein oder nicht, ist die Genehmigung der nach den Landesgesetzen zuständigen Behörden erforderlich. Dem Gesuche sind die zur Erläuterung erforderlichen Zeichnungen und Beschreibungen beizufügen.

Die Behörde hat die Zulässigkeit der Anlage nach den bestehenden bau-, feuer- und gesundheitspolizeilichen Vorschriften, sowie nach denjenigen allgemeinen polizeilichen Bestimmungen zu prüfen, welche von dem Bundesrat über die Anlegung von Dampfkesseln erlassen werden (s. unter b.). Sie hat nach dem Befunde die Genehmigung entweder zu versagen oder unbedingt zu erteilen oder endlich bei Erteilung derselben die erforderlichen Vorkehrungen und Einrichtungen vorzuschreiben.

Bevor der Kessel in Betrieb genommen wird, ist zu untersuchen, ob die Ausführung den Bestimmungen der erteilten Genehmigung entspricht. Wer vor dem Empfange der hierüber auszufertigenden Bescheinigung den Betrieb beginnt, hat die im § 147 angedrohte Strafe verwirkt.

Die vorstehenden Bedingungen gelten auch für bewegliche Dampfkessel.

§ 25. Die Genehmigung zu einer der in § 24 bezeichneten Anlagen bleibt solange in Kraft, als keine Aenderung in der Lage oder Beschaffenheit der Betriebstätte vorgenommen wird, und bedarf unter dieser Voraussetzung auch dann, wenn die Anlage an einen neuen Erwerber übergeht, einer Erneuerung nicht. Sobald aber eine Veränderung der Betriebstätte vorgenommen wird, ist dazu die Genehmigung der zuständigen Behörde nach Mafsgabe des § 24 notwendig.

Diese Bestimmungen finden auch auf Anlagen Anwendung, welche bereits vor Erlafs dieses Gesetzes bestanden haben.

§ 49. Bei Erteilung der Genehmigung zu einer Anlage der im § 24 bezeichneten Arten kann von der genehmigenden Behörde noch eine Frist festgesetzt werden, binnen welcher die Anlage bei Vermeidung des Erlöschens der Genehmigung begonnen und ausgeführt werden mufs. Ist eine solche Frist nicht bestimmt, so erlischt die erteilte Genehmigung, wenn der Inhaber nach Empfang derselben ein ganzes Jahr verstreichen läfst, ohne davon Gebrauch zu machen.

Eine Verlängerung der Frist kann von der Behörde bewilligt werden, sobald erhebliche Gründe nicht entgegenstehen.

Hat der Inhaber einer solchen Genehmigung seinen Gewerbebetrieb während eines Zeitraumes von drei Jahren eingestellt, ohne eine Fristung nachgesucht oder erhalten zu haben, so erlischt dieselbe.

Das Verfahren für die Fristung ist dasselbe, wie für die Genehmigung neuer Anlagen.

§ 147. Mit Geldstrafe bis zu dreihundert Mark und im Unvermögensfalle mit Haft wird bestraft:

1) wer den selbständigen Betrieb eines stehenden Gewerbes, zu dessen Beginn eine besondere polizeiliche Genehmigung erforderlich ist, ohne die vorschriftsmäfsige Genehmigung unternimmt oder fortsetzt, oder von den in der Genehmigung festgesetzten Bedingungen abweicht;

2) wer eine gewerbliche Anlage, zu der mit Rücksicht auf die Lage oder Beschaffenheit der Betriebstätte oder des Lokals eine besondere Genehmigung erforderlich ist (§ 24), ohne diese Genehmigung errichtet oder die wesentlichen Bedingungen, unter welchen die Genehmigung erteilt worden, nicht innehält, oder wer ohne neue Genehmigung eine wesentliche Veränderung der Betriebstätte oder eine Verlegung des Lokals oder eine wesentliche Aenderung in dem Betriebe der Anlage vornimmt.

In dem Falle zu 2) kann die Polizeibehörde die Wegschaffung der Anlage oder die Herstellung des den Bedingungen entsprechenden Zustandes derselben anordnen.

b) Allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Land-Dampfkesseln.

Erlafs des Bundesrates vom 17. Dezember 1908 auf Grund des § 24 der Reichs-Gewerbeordnung.

I. Geltungsbereich der Bestimmungen.

§ 1.

1. Als Dampfkessel im Sinne der nachstehenden Bestimmungen gelten alle geschlossenen Gefäfse, die den Zweck haben, Wasserdampf von höherer als der atmosphärischen Spannung zur Verwendung aufserhalb des Dampfentwicklers zu erzeugen.

2. Als Landdampfkessel (Dampfkessel) gelten aufser den an Land benutzten feststehenden und beweglichen Dampfkesseln auch die vorübergehend auf schwimmenden und im Wasser beweglichen Bauten aufgestellten Dampfkessel.

3. Den Bestimmungen für Landdampfkessel werden nicht unterworfen:

a) Behälter, in denen Dampf, der einem anderen Dampfentwickler entnommen ist, durch Einwirkung von Feuer besonders erhitzt wird (Dampfüberhitzer);

b) Kessel, die mit einer Einrichtung versehen sind, welche verhindert, dafs die Dampfspannung $^1/_2$ at Ueberdruck übersteigen kann (Niederdruckkessel). Als Einrichtungen dieser Art gelten:

  α) ein unverschliefsbares, vom Wasserraum ausgehendes Standrohr von nicht über 5000 mm Höhe und mindestens 80 mm Lichtweite;

  β) ein vom Dampfraum ausgehendes, nicht abschliefsbares Rohr in Heberform oder mit mehreren auf- und absteigenden Schenkeln, dessen aufsteigende Aeste bei Wasserfüllung zusammen nicht über 5000 mm, bei Quecksilberfüllung nicht über 370 mm Länge haben dürfen, wobei die Lichtweite dieser Rohre so bemessen werden mufs, dafs auf 1 qm Heizfläche (§ 3 Abs. 3) ein Rohrquerschnitt von mindestens 350 qmm entfällt. Die Lichtweite der Rohre mufs mindestens 30 mm betragen und braucht 80 mm nicht zu überschreiten;

  γ) jede andere von der Zentralbehörde des zuständigen Bundesstaats genehmigte Sicherheitsvorrichtung.

c) Zwergkessel, d. h. Dampfentwickler, deren Heizfläche $^1/_{10}$ qm und deren Dampfspannung 2 at Ueberdruck nicht übersteigt, sofern sie mit einem zuverlässigen Sicherheitsventil ausgerüstet sind.

4. Für die Kessel in Eisenbahnlokomotiven bleiben die auf Grund der Artikel 42 und 43 der Reichsverfassung erlassenen besonderen Bestimmungen in Kraft.

II. Bau.

§ 2. **Kesselwandungen.**

1. Jeder Dampfkessel mufs in bezug auf Baustoff, Ausführung und Ausrüstung den anerkannten Regeln der Wissenschaft und Technik entsprechen. Als solche Regeln gelten bis auf weiteres die in den Anlagen I und II zusammengestellten Grundsätze, welche entsprechend den Bedürfnissen der Praxis und den Ergebnissen der Wissenschaft auf Antrag oder nach Anhörung einer durch Vereinbarung der verbündeten Regierungen anerkannten Sachverständigenkommission fortgebildet werden.

2. Die von den Heizgasen berührten Teile der Wandungen der Dampfkessel dürfen nicht aus Gufseisen oder Tempergufs hergestellt werden; andere nur, sofern ihre lichten Querschnitte kreisförmig sind und ihre lichte Weite 250 mm nicht übersteigt. Für höhere Dampfspannungen als 10 at Ueberdruck ist Gufseisen oder Tempergufs in keinem Teile der Kesselwandungen gestattet. Formflufseisen darf für alle nicht im ersten Feuerzuge liegenden Teile der Wandungen benutzt werden. Auf Gehäusewandungen von Dampfzylindern, die mit dem Dampfkessel verbunden sind, finden die vorstehenden Bestimmungen keine Anwendung.

3. Als Wandungen der Dampfkessel gelten die Wandungen derjenigen Räume, welche zwischen den Absperrventilen (§ 6 Abs. 1, 2 und 3) liegen. Den Kesselwandungen sind die mit ihnen verbundenen Anschlufsteile gleich zu achten.

4. Die Verwendung von Messingblech ist nur für Feuerrohre gestattet, deren lichte Weite 80 mm nicht übersteigt.

§ 3. **Feuerzüge.**

1. Die Feuerzüge der Dampfkessel müssen an ihrer höchsten Stelle mindestens 100 mm unter dem festgesetzten niedrigsten Wasserstande liegen. Bei Dampfkesseln, deren Wasseroberfläche kleiner als das 1,3 fache der gesamten Rostfläche ist, mufs dieser Abstand mindestens 150 mm betragen. Bei Innenzügen ist der Mindestabstand über den von den Heizgasen berührten Blechen zu messen.

2. Die Bestimmungen über die Höhenlage der Feuerzüge finden keine Anwendung auf Dampfkessel, deren von den Heizgasen berührte Wandungen ausschliefslich aus Wasserrohren von weniger als 100 mm Lichtweite oder aus derartigen Rohren und den zu ihrer Verbindung angewendeten Rohrstücken bestehen, sowie auf solche Feuerzüge, in welchen ein Erglühen des mit dem Dampfraum in Berührung stehenden Teiles der Wandungen nicht zu befürchten ist. Die Gefahr des Erglühens ist in der Regel als ausgeschlossen zu betrachen, wenn die vom Wasser bespülte Kesselfläche, welche von den Heizgasen vor Erreichung der vom Dampf bespülten Kesselfläche bestrichen wird, bei natürlichem Luftzuge mindestens zwanzigmal, bei künstlichem Luftzuge mindestens vierzigmal so grofs ist als die gesamte Rostfläche. Bei Dampfkesseln ohne Rost ist der 4fache Betrag des Querschnitts des ersten Feuerzugs, unter Ausschlufs des verengten Querschnitts über der Feuerbrücke, als der Rostfläche gleichstehend zu erachten.

3. Als Heizfläche der Dampfkessel gilt der auf der Feuerseite gemessene Flächeninhalt der einerseits von den Heizgasen, anderseits vom Wasser berührten Wandungen.

4. Als künstlicher Luftzug gilt jeder durch andere Mittel als den Schornsteinzug erreichte Luftzug, welcher bei saugender Wirkung in der Regel mehr als 25 mm Wassersäule, gemessen hinter dem letzten Feuerzuge, bei Prefsluft mehr als 30 mm Wassersäule, gemessen unter dem Roste, beträgt.

III. Ausrüstung.

§ 4. Speisevorrichtungen.

1. Jeder Dampfkessel mufs mit mindestens zwei zuverlässigen Vorrichtungen zur Speisung versehen sein, die nicht von derselben Betriebsvorrichtung abhängig sind. Mehrere zu einem Betriebe vereinigte Dampfkessel werden hierbei als ein Kessel angesehen.

2. Jede der Speisevorrichtungen mufs imstande sein, dem Kessel doppelt so viel Wasser zuzuführen, als seiner normalen Verdampfungsfähigkeit entspricht. Bei Pumpen, die unmittelbar von der Hauptbetriebsmaschine angetrieben werden (Maschinenspeisepumpen), genügt das $1^1/_2$fache der normalen Verdampfungsfähigkeit. Zwei oder mehrere Speisevorrichtungen, die zusammen die geforderte Leistung ergeben, sind als eine Speisevorrichtung anzusehen. Maschinenspeisepumpen werden, wenn die Kessel beim Stillstande der Maschine auch noch anderen Zwecken dienen, nur dann als zweite Speisevorrichtung angesehen, wenn es dem regelmäfsigen Betrieb entspricht, dafs die Maschinen zum Speisen in Gang gesetzt werden.

3. Handpumpen sind nur zulässig, wenn das Produkt aus der Heizfläche in qm und der Dampfspannung in at Ueberdruck die Zahl 120 nicht übersteigt.

4. Die unmittelbare Benutzung einer Wasserleitung an Stelle einer der Speisevorrichtungen ist zulässig, wenn der nutzbare Druck der Wasserleitung am Kessel jederzeit mindestens 2 at höher als der genehmigte Dampfdruck im Kessel ist.

§ 5. Speiseventile und Speiseleitungen.

1. In jeder zum Dampfkessel führenden Speiseleitung mufs möglichst nahe am Kesselkörper ein Speiseventil (Rückschlagventil) angebracht sein, das bei Abstellung der Speisevorrichtungen durch den Druck des Kesselwassers geschlossen wird.

2. Die Speiseleitung mufs möglichst so beschaffen sein, dafs sich der Dampfkessel bei undichtem Rückschlagventil nicht durch die Speiseleitung entleeren kann. Haben Speisevorrichtungen gemeinschaftliche Sauge- oder Druckleitung, so mufs jede Speisevorrichtung von der gemeinschaftlichen Leitung abschliefsbar sein. Uebereinander liegende Verbundkessel mit getrennten Wasserräumen sowie Dampfkessel mit verschieden hohem Betriebsdruck müssen je für sich gespeist werden können.

§ 6. Absperr- und Entleerungsvorrichtungen.

1. Jeder Dampfkessel mufs mit einer Vorrichtung versehen sein, durch die er von der Dampfleitung abgesperrt werden kann. Wenn mehrere Kessel, die für verschiedene Dampfspannung genehmigt sind, ihre Dämpfe in gemeinschaftliche Dampfleitungen abgeben, so müssen die Anschlüsse der Kessel mit niedrigerem Drucke an die gemeinsame Dampfleitung unter Zwischenschaltung eines Rückschlagventils erfolgen. Durch die Anwendung von Druckminderventilen oder Druckreglern wird das Rückschlagventil nicht entbehrlich gemacht.

2. Jeder Dampfkessel mufs zwischen dem Speiseventil und dem Kesselkörper eine Absperrvorrichtung erhalten, auch wenn das Speiseventil abschliefsbar ist.

3. Jeder Dampfkessel mufs mit einer zuverlässigen Vorrichtung versehen werden, durch die er entleert werden kann.

4. Die Speiseabsperrvorrichtungen und die Entleerungsvorrichtungen müssen gegen die Einwirkung der Heizgase geschützt sein und ebenso wie alle anderen Absperrvorrichtungen (§ 5 Abs. 2, § 6 Abs. 1) so angebracht werden, dafs der verantwortliche Wärter sie leicht bedienen kann.

§ 7. Wasserstandsvorrichtungen.

1. Jeder Dampfkessel mufs mit mindestens zwei geeigneten Vorrichtungen zur Erkennung seines Wasserstandes versehen sein, von denen wenigstens die eine ein Wasserstandsglas sein mufs. Schwimmer und Schmelzpfropfen sowie Spindelventile, die nicht durchstofsbar sind oder sich ganz herausdrehen lassen, sind als zweite Vorrichtung nicht zulässig. Die Vorrichtungen müssen gesonderte Verbindungen mit dem Inneren des Kessels haben. Es ist jedoch gestattet, sie an einem gemeinschaftlichen Körper anzubringen, oder, falls zwei Wasserstandsgläser gesondert voneinander durch Rohre mit dem Kessel verbunden werden, die Dampfrohre durch eine gemeinsame Oeffnung in den Kessel zu führen, wenn die Oeffnung mindestens dem Gesamtquerschnitte beider Rohre gleich ist.

2. Werden die Wasserstandsvorrichtungen an einem gemeinschaftlichen Körper angebracht, so müssen dessen Verbindungen mit dem Wasser- und Dampfraume mindestens je 6000 qmm lichten Querschnitt haben. Werden die Wasserstandsvorrichtungen einzeln durch Rohre mit dem Kessel verbunden, so müssen die Verbindungsrohre ohne scharfe Krümmungen geführt sein, unter Vermeidungen von Wasser- und Dampfsäcken. Gerade, nach dem Kessel durchstofsbare Verbindungsrohre müssen mindestens 20 mm, gebogene Verbindungsrohre bei Kesseln bis zu 25 qm Heizfläche mindestens 35 mm, über 25 qm Heizfläche mindestens 45 mm lichten Durchmesser haben. Verbindungsrohre sind gegen die Einwirkung der Heizgase zu schützen. Gebogene Zuleitungsrohre im Inneren des Kessels zum Anschlufs an die Wasserstandsvorrichtungen sind nicht gestattet.

3. Die Lichtweiten der Wasserstandsgläser sowie die Bohrungen der Wasserstandsvorrichtungen müssen mindestens 8 mm betragen. Die Hähne und Ventile der Wasserstandsvorrichtungen müssen so eingerichtet sein, dafs man während des Betriebes in gerader Richtung durch die Vorrichtungen hindurchstofsen kann. Wasserstandshahnköpfe müssen so ausgeführt sein, dafs das Dichtungsmaterial nicht in das Glas geprefst werden kann.

4. Alle Hahnkegel der Wasserstandsvorrichtungen müssen sich ganz durchdrehen lassen. Die Durchgangsrichtung mufs bei allen Hähnen deutlich auf dem Hahnkopfe gekennzeichnet sein. Die Bohrung der Hahnkegel an Wasserstandsvorrichtungen mufs so beschaffen sein, dafs sich der Durchgangsquerschnitt beim Nachschleifen nicht vermindert.

5. Werden Probierhähne oder Probierventile als zweite Vorrichtung angewendet, so ist die unterste dieser Vorrichtungen in der Ebene des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes anzubringen. Die Höhenlage der Wasserstandsgläser ist so zu wählen, dafs der höchste Punkt der Feuerzüge mindestens 80 mm unterhalb der unteren sichtbaren Begrenzung des Wasserstandsglases liegt. Dieses Erfordernis gilt nicht für Kessel, deren von den Heizgasen berührte Wandungen ausschliefslich aus Wasserrohren von weniger als 100 mm Lichtweite oder aus solchen Rohren und den zu ihrer Verbindung angewendeten Rohrstücken bestehen.

6. Es müssen Einrichtungen für ständige, genügende Beleuchtung der Wasserstandsvorrichtungen während des Betriebes der Dampfkessel vorhanden sein. Die Wasserstandsvorrichtungen müssen im Gesichtskreise des für die Speisung verantwortlichen Wärters liegen und von seinem Standorte leicht zugänglich sein.

§ 8. Wasserstandsmarke.

1. Der für den Dampfkessel festgesetzte niedrigste Wasserstand ist durch eine an der Kesselwandung anzubringende feste Strichmarke von etwa 30 mm Länge, die von den Buchstaben N. W. begrenzt wird, dauernd kenntlich zu machen. Die Strichmarke ist bei der Bauprüfung des Dampfkessels unter Berücksichtigung des dem Kessel bei der Aufstellung etwa zu gebenden Gefälles festzulegen. Ihre Höhenlage ist durch Angabe ihres Abstandes von einem jederzeit erreichbaren Kesselteil in der über die Abnahmeprüfung aufzunehmenden Bescheinigung dann zu sichern, wenn die Marke nicht sichtbar bleibt.

2. Werden die Wasserstandsvorrichtungen unmittelbar an der Kesselwandung angebracht, so ist neben oder hinter jedem Wasserstandsglase in Höhe der Strichmarke ein Schild mit der Bezeichnung „Niedrigster Wasserstand“ mit einem bis nahe an das Wasserstandsglas reichenden wagerechten Zeiger anzubringen. Werden die Wasserstandsvorrichtungen an besonderen Wasserstandskörpern oder Rohren befestigt, so ist mit diesen in Höhe der Strichmarke neben oder hinter jedem Wasserstandsglase das vorbezeichnete Schild mit dem Zeiger zu verbinden. Für Dampfkessel mit weniger als 25 qm Heizfläche kann, wenn es an Platz mangelt, die Bezeichnung „Niedrigster Wasserstand“ in N. W. abgekürzt werden. Die Schilder sind dauerhaft, aber weder mit den Schrauben der Armaturgegenstände noch an der Bekleidung zu befestigen.

§ 9. Sicherheitsventil.*)

1. Jeder feststehende Dampfkessel ist mit wenigstens einem zuverlässigen Sicherheitsventil, jeder bewegliche Dampfkessel mindestens mit zwei solchen Ventilen zu versehen. Die Sicherheitsventile müssen zugänglich und so beschaffen sein, dafs sie jederzeit gelüftet und auf ihrem Sitze gedreht werden können. Bei Ventilen, die durch Hebel und Gewicht belastet werden, darf der auf jedes Ventil durch den Dampf ausgeübte Druck 600 kg nicht überschreiten. Die Belastungsgewichte der Ventile müssen je aus einem Stücke bestehen. Sind zwei Ventile vorgeschrieben, so mufs ihre Belastung unabhängig voneinander erfolgen. Der Dampf darf den Ventilen nicht durch Rohre zugeführt werden, die innerhalb des Kessels liegen. Geschlossene Ventilgehäuse müssen in ihrem tiefsten Punkte mit einer nicht abschliefsbaren Entwässerungsvorrichtung versehen sein. Bei Hebelventilen ist die Stellung des Gewichts durch Splinte, bei Federventilen die Spannung der Federn durch Sperrhülsen oder feste Scheiben zu sichern.

2. Die Sicherheitsventile dürfen höchstens so belastet werden, dafs sie bei Eintritt der für den Kessel festgesetzten Dampfspannung den Dampf entweichen lassen. Ihr Querschnitt mufs bei normalem Betrieb imstande sein, so viel Dampf abzuführen, dafs die festgesetzte Dampfspannung höchstens um $^1/_{10}$ ihres Betrages überschritten wird. Sind zwei Sicherheitsventile vorgeschrieben oder bedingt die Gröfse des Kessels mehrere Ventile, so mufs ihr Gesamtquerschnitt dieser Anforderung entsprechen. Aenderungen in den Belastungsverhältnissen, die den Druck des Ventilkegels gegen den Sitz erhöhen, dürfen nur durch die amtlichen Sachverständigen vorgenommen werden. Ueber jede Aenderung der bei der amtlichen Abnahme festgesetzten Belastung ist von dem dazu Berechtigten ein Vermerk in das Revisionsbuch (§ 19) aufzunehmen.

§ 10. Manometer.

Mit dem Dampfraume jedes Dampfkessels mufs ein zuverlässiges, nach Atmosphären (§ 12) geteiltes Manometer verbunden sein. Dieser Bestimmung wird auch durch Anschlufs des Manometers an den Dampfraum eines dem § 7 Abs. 2 entsprechenden besonderen Wasserstandskörpers genügt. An dem Zifferblatt des Manometers ist die festgesetzte höchste Dampfspannung durch eine unveränderliche, in die Augen fallende Marke zu bezeichnen. Das Manometer mufs die Ablesung des bei der Druckprobe anzuwendenden Probedrucks (§§ 12 u. 13) gestatten. Es mufs so angebracht sein, dafs es gegen die vom Kessel ausstrahlende Hitze möglichst geschützt ist und dafs seine Angaben vom Kesselwärter jederzeit ohne Schwierigkeiten beobachtet werden können. Die Leitung zum Manometer mufs mit einem Wassersacke versehen und zum Ausblasen eingerichtet sein.

§ 11. Fabrikschild.

1. An jedem Dampfkessel mufs die festgesetzte höchste Dampfspannung, der Name und Wohnort des Fabrikanten, die laufende Fabriknummer und das Jahr der Anfertigung auf eine leicht erkennbare und dauerhafte Weise angegeben werden.

2. Diese Angaben sind auf einem metallenen Schilde (Fabrikschild) anzubringen, das mit versenkt vernieteten kupfernen Stiftschrauben so am Kessel befestigt werden mufs, dafs es auch nach der Ummantelung oder Einmauerung des letzteren sichtbar bleibt.

IV. Prüfung.

12. Bauprüfung, Druckprobe und Abnahme neu oder erneut zu genehmigender Dampfkessel.

1. Jeder neu oder erneut zu genehmigende Dampfkessel ist vor der Inbetriebnahme von einem zuständigen Sachverständigen einer Bauprüfung, einer Prüfung mit Wasserdruck und der nach § 24 Abs. 3 der Gewerbeordnung vorgeschriebenen Abnahmeprüfung zu unterziehen. Die Bauprüfung und Druckprobe müssen vor der Einmauerung oder Ummantelung des Kessels ausgeführt werden; sie sind möglichst miteinander zu verbinden. Die Bauprüfung kann jedoch auf Antrag des Fabrikanten auch während der Herstellung des Dampfkessels vorgenommen werden. Bei erneut zu genehmigenden Dampfkesseln kann, wenn seit der letzten inneren Untersuchung noch nicht zwei Jahre verflossen sind, nach dem Ermessen des Sachverständigen von der Durchführung dieser Bestimmungen insoweit abgesehen werden, als eine erneute Prüfung für die Erneuerung der Genehmigung nicht erforderlich ist.

2. Die Bauprüfung erstreckt sich auf die planmäfsige Ausführung der Abmessungen, den Baustoff und die Beschaffenheit des Kesselkörpers. Bei ihrer Ausführung ist der Dampfkessel äufserlich und, soweit es seine Bauart gestattet, auch innerlich zu unter-

---

*) S. 60.

suchen. Vor Ausführung der Prüfung ist dem Sachverständigen bei neuen Dampfkesseln der Nachweis darüber zu erbringen, dafs der zu den Wandungen des Kessels verwendete Baustoff nach Mafsgabe der Anlage I geprüft worden ist. Ueber die Bauprüfung hat der Sachverständige ein Zeugnis nach Mafsgabe der Anlage III auszustellen und mit diesem den Materialnachweis und — falls nicht eine bereits genehmigte Zeichnung vorgelegt wird — die den Abmessungen des Dampfkessels zugrunde gelegte Zeichnung zu verbinden. Vom Lieferer sind im letzteren Falle zwei Zeichnungen des Dampfkessels zur Verfügung des Sachverständigen zu halten. Bei erneut zu genehmigenden Dampfkesseln hat der Sachverständige in dem Zeugnis über die Bauprüfung zugleich ein Gutachten darüber abzugeben, mit welcher Dampfspannung der Kessel zum Betriebe geeignet erscheint.

3. Die Wasserdruckprobe erfolgt bei Dampfkesseln bis zu 10 at Ueberdruck mit dem $1\frac{1}{2}$fachen Betrage des beabsichtigten Ueberdrucks, mindestens aber mit 1 at Mehrdruck, bei Dampfkesseln über 10 at Ueberdruck mit einem Drucke, der den beabsichtigten um 5 at übersteigt. Die Kesselwandungen müssen während der ganzen Dauer der Untersuchung dem Probedrucke widerstehen, ohne undicht zu werden oder bleibende Formveränderungen aufzuweisen. Sie sind für undicht zu erachten, wenn das Wasser bei dem Probedrucke in anderer Form als der von feinen Perlen durch die Fugen dringt. Ueber die Prüfung mit Wasserdruck hat der Sachverständige ein Zeugnis nach Mafsgabe der Anlage IV auszustellen.

4. Unter dem Atmosphärendrucke wird der Druck von 1 kg auf das qcm verstanden.

5. Nachdem die Bauprüfung und die Wasserdruckprobe mit befriedigendem Erfolg stattgefunden haben, sind die Niete des Fabrikschildes (§ 11) von dem zuständigen Sachverständigen mit dem amtlichen Stempel zu versehen, der in dem Prüfungszeugnis über die Wasserdruckprobe (Anl. IV) abzudrucken ist. Einer Erneuerung des Stempels bedarf es bei alten, erneut zu genehmigenden Dampfkesseln nicht, wenn der alte Stempel noch gut erhalten ist und mit dem amtlichen Stempel des Sachverständigen übereinstimmt.

6. Die endgültige Abnahme der Dampfkesselanlage mufs unter Dampf erfolgen. Dabei ist zu untersuchen, ob die Ausführung der Anlage den Bedingungen der erteilten Genehmigung entspricht. Nach dem befriedigenden Ausfall dieser Untersuchung und der Behändigung der Abnahmebescheinigung (Anl. V) oder einer Zwischenbescheinigung darf die Kesselanlage ohne weiteres in Betrieb genommen werden, soweit die baupolizeiliche Abnahme der etwa zur Kesselanlage gehörigen Baulichkeiten stattgefunden und zu keinen wesentlichen Bedenken Anlafs gegeben hat.

§ 13. Druckproben nach Hauptausbesserungen.

1. Dampfkessel, die eine Hauptausbesserung erfahren haben oder durch Wassermangel oder Brandschaden überhitzt worden sind, müssen vor der Wiederinbetriebnahme von einem zuständigen Sachverständigen einer Prüfung mit Wasserdruck in gleicher Höhe wie bei neu aufzustellenden Dampfkesseln unterzogen werden. Der völligen Blofsstellung des Kessels bedarf es in solchem Falle in der Regel nicht.

2. Von der Aufserbetriebsetzung eines Dampfkessels zum Zwecke einer Hauptausbesserung des Kesselkörpers hat der Kesselbesitzer oder sein Stellvertreter der zur regelmäfsigen Prüfung des Dampfkessels zuständigen Stelle Anzeige zu erstatten. Die gleiche Pflicht liegt dem Kesselbesitzer oder seinem Vertreter ob, wenn ein Dampfkessel durch Wassermangel oder Brandschaden überhitzt worden ist.

§ 14. Prüfungsmanometer.

1. Der bei der Prüfung ausgeübte Druck mufs durch ein von dem zuständigen Sachverständigen amtlich geführtes Doppelmanometer festgestellt werden.

2. An jedem Dampfkessel mufs sich in der Nähe des Manometers (§ 10) am Manometerrohr ein mit einem Dreiwegehahn versehener Stutzen zur Anbringung des amtlichen Manometers befinden. Dieser Stutzen mufs bei beweglichen Kesseln einen ovalen Flansch von 60 mm Länge und 25 mm Breite besitzen. Die Weite der Schlitze zur Einlegung der Befestigungsschrauben und die Oeffnung des Stutzens mufs 7 mm, die Länge der Schlitze 20 mm betragen.

V. Aufstellung.

§ 15. Aufstellungsort.

1. Dampfkessel für mehr als 6 at Ueberdruck und solche, bei welchen das Produkt aus der Heizfläche (§ 3 Abs. 3) in qm und der Dampfspannung in at Ueberdruck für einen oder mehrere gleichzeitig im Betriebe befindliche Kessel zusammen mehr als 30 beträgt, dürfen unter Räumen, die häufig von Menschen betreten werden, nicht auf-

gestellt werden. Das gleiche gilt für die Aufstellung von Dampfkesseln über Räumen, die häufig von Menschen betreten werden, mit Ausnahme der Aufstellung über Kellerräumen. Innerhalb von Betriebsstätten und in besonderen Kesselräumen ist die Aufstellung solcher Dampfkessel unzulässig, wenn die Räume mit fester Wölbung oder fester Balkendecke versehen sind. Feste Konstruktionsteile über einem Teile des Kesselraums, die den Zwecken der Rostbeschickung dienen, sind nicht als feste Balkendecken anzusehen. Trockeneinrichtungen oberhalb des Dampfkessels sowie das Trocknen auf dem Kessel sind nicht zulässig. Bei eingemauerten Dampfkesseln, deren Plattform betreten wird, mufs oberhalb derselben eine mittlere verkehrsfreie Höhe von mindestens 1800 mm vorhanden sein.

2. Dampfkessel, die in Bergwerken unterirdisch oder auf Kraftfahrzeugen aufgestellt werden, und solche, welche ausschliefslich aus Wasserrohren von weniger als 100 mm Lichtweite oder aus derartigen Rohren und den zu ihrer Verbindung angewendeten Rohrstücken bestehen, unterliegen den vorstehenden Bestimmungen nicht, Dampfkessel letzterer Art auch dann nicht, wenn sie mit Schlammsammlern und mit Oberkesseln, die nur als Dampfsammler dienen, versehen sind. Auf Wasserkammerrohrkessel mit Rohren unter 100 mm Lichtweite finden die Bestimmungen des Abs. 1 dann keine Anwendung, wenn ihre Rohre nahtlos hergestellt sind, die Wandungen ihrer Oberkessel von den Heizgasen nicht berührt werden und ihr Dampfdruck 6 at Ueberdruck nicht übersteigt.

§ 16. Kesselmauerung.

Zwischen dem Mauerwerk, das den Feuerraum und die Feuerzüge feststehender Dampfkessel einschliefst, und den dieses umgebenden Wänden mufs ein Zwischenraum von mindestens 80 mm verbleiben, der oben abgedeckt und an den Enden verschlossen werden darf. Die Feuerzüge müssen durch genügend weite Einfahröffnungen zugänglich und in der Regel so grofs bemessen sein, dafs sie befahrbar sind. Werden die Feuerzüge benachbarter Kessel durch eine gemeinsame Mauer getrennt, so ist diese mindestens 340 mm dick herzustellen. Das Kesselmauerwerk darf nicht zur Unterstützung von Gebäudeteilen benutzt werden.

VI. Bewegliche Dampfkessel und Kleinkessel.

§ 17. Bewegliche Dampfkessel.

Als bewegliche Dampfkessel gelten solche, deren Benutzung an wechselnden Betriebsstätten erfolgt. Als bewegliche Dampfkessel dürfen nur solche Dampfentwickler betrieben werden, zu deren Aufstellung und Inbetriebnahme die Herstellung von Mauerwerk, das den Kessel umgibt, nicht erforderlich ist.

§ 18. Kleinkessel.

Kleinkessel, das sind Dampfentwickler, bei denen das Produkt aus der Heizfläche in qm und der Dampfspannung in at Ueberdruck die Zahl 2 nicht übersteigt, gelten hinsichtlich ihres Aufstellungsortes als bewegliche Kessel, auch wenn sie von Mauerwerk umgeben sind und an einem Betriebsort zu dauernder Benutzung aufgestellt werden.

VII. Allgemeine Bestimmungen.

§ 19. Aufbewahrung der Kesselpapiere.

1. Zu jedem Dampfkessel gehören:

a) Eine Ausfertigung der Urkunde über seine Genehmigung nach Mafsgabe der Anl. VI nebst den zugehörigen Zeichnungen und Beschreibungen.

Mit der Urkunde sind die Bescheinigungen über die Bauprüfung, die Wasserdruckprobe und die Abnahme (§ 12) zu verbinden. Letztere Bescheinigung mufs einen Vermerk über die zulässige Belastung der Sicherheitsventile enthalten. Gelangen in einer Anlage mehrere Dampfkessel von gleicher Gröfse, Form, Ausrüstung und Dampfspannung gleichzeitig zur Aufstellung, so ist für diese nur eine Urkunde erforderlich.

b) Ein Revisionsbuch nach Mafsgabe der Anl. VII, das die Angaben des Fabrikschildes (§ 11) enthält. Die Bescheinigungen über die im § 13 vorgeschriebenen Prüfungen und die periodischen Untersuchungen müssen in das Revisionsbuch eingetragen oder ihm derart beigefügt werden, dafs sie nicht in Verlust geraten können.

2. Die Genehmigungsurkunde nebst den zugehörigen Anlagen oder beglaubigte Abschriften dieser Papiere sowie das Revisionsbuch sind an der Betriebsstätte des Dampfkessels aufzubewahren und jedem zur Aufsicht zuständigen Beamten oder Sachverständigen auf Verlangen vorzulegen. Auf die Dampfkessel von Kraftfahrzeugen und Feuerspritzen findet diese Bestimmung keine Anwendung, wenn ihr Betrieb den Polizeibehörden und den zuständigen Kesselsachverständigen ihres Heimatsortes angemeldet ist.

§ 20. Entbindung von einzelnen Bestimmungen.

1. Bei Kleinkesseln (§ 18) ist es zulässig:
a) von der Anbringung einer zweiten Speisevorrichtung,
b) von dem Speiseventil (Rückschlagventil),
c) von der Anbringung einer zweiten Wasserstandsvorrichtung abzusehen,
d) nur ein Sicherheitsventil anzuwenden, auch wenn der Kessel beweglich betrieben wird,
e) die Lichtweiten der Wasserstandsgläser und die Bohrungen der Wasserstandsvorrichtungen auf 6 mm zu ermäfsigen.

2. Im übrigen sind die Zentralbehörden der einzelnen Bundesstaaten befugt, in einzelnen Fällen und für einzelne Kesselarten von der Beachtung der Bestimmungen der §§ 2 bis 19 und des § 21 zu entbinden.

§ 21. Uebergangsbestimmungen.

1. Bei Dampfkesseln, die zur Zeit des Inkrafttretens dieser Bestimmung auf Grund der bisher geltenden Vorschriften genehmigt sind, kann eine Abänderung ihres Baues, ihrer Ausrüstung oder Aufstellung nach Mafsgabe dieser Bestimmungen so lange nicht gefordert werden, als sie einer erneuten Genehmigung nicht bedürfen.

2. Im übrigen finden die vorstehenden Bestimmungen für die Fälle der erneuten Genehmigung von Dampfkesseln mit der Mafsgabe Anwendung, dafs dabei von der Durchführung der Bestimmungen des § 2 Abs. 1 u. 4 und des § 7 Abs. 5 zweiter Satz abgesehen werden kann. Bei der Genehmigung alter Dampfkessel, deren Materialbeschaffenheit nicht nachgewiesen wird, ist eine Festigkeit von höchstens 30 kg auf das qmm anzunehmen.

§ 22. Schlufsbestimmungen.

1. Die Bekanntmachung, betreffend allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln, vom 5. August 1890, wird aufgehoben, insoweit sie nicht für bestehende Dampfkesselanlagen Geltung behält.

2. Die Bestimmungen des § 21 Abs. 2 über die zulässige Materialbeanspruchung alter Dampfkessel treten sofort in Kraft. Im übrigen treten die vorstehenden Bestimmungen erst ein Jahr nach ihrer Veröffentlichung in Wirksamkeit. Dampfkessel, die bereits vor diesem Zeitpunkte nach den vorstehenden Bestimmungen gebaut und angelegt werden, sind nicht zu beanstanden.

Berlin, den 17. Dezember 1908.

Der Reichskanzler.
I. V.: von Bethmann Hollweg.

Anlage I.

Materialvorschriften für Landdampfkessel.

Erster Teil. Allgemeine Bestimmungen.

I. Prüfungen.

Alles zum Baue von Landdampfkesseln bestimmte Material mufs zuverlässig und von guter Beschaffenheit sein; insbesondere mufs Schweifs- und Flufseisen den nachstehenden Anforderungen entsprechen. Für Flufseisenbleche, die eine höhere Zugfestigkeit als 41 kg/qmm besitzen, sowie für Bleche aus Birnenmaterial ist der Nachweis zu erbringen, dafs sie durch Sachverständige nach Mafsgabe der nachstehenden Bestimmungen geprüft sind. Dasselbe gilt für alle übrigen Materialien, bei denen eine höhere Zugfestigkeit als 41 kg/qmm zugelassen ist. Für Flufseisenbleche von 34 bis 41 kg/qmm Festigkeit, die im ersten Feuerzuge liegen, mit Ausnahme von Wellrohren und ähnlichen Feuerrohren, ist durch Werkbescheinigungen der Nachweis zu führen, dafs jedes Blech geprüft ist. Für Flufseisenbleche von 34 bis 41 kg/qmm Festigkeit, mit Ausnahme von Wellrohren und ähnlichen Feuerrohren, ist durch Werkbescheinigungen der Nachweis zu führen, dafs sie nach Mafsgabe der nachstehenden Bestimmungen geprüft sind, soweit nicht in Einzelfällen vom Besteller für solche Bleche (vgl. zweiter und dritter Teil, A II) und andere zum Kessel verwendete Materialien — wie Winkeleisen, Nieteisen, Niete, Anker und Stehbolzen, Wasserrohre (vgl. zweiter und dritter Teil, B bis F) — eine Prüfung durch Sachverständige im Umfange der nachstehenden Bestimmungen vorgeschrieben wird.

II. Zurichtung der Proben.

1. Die Probestäbe müssen das Material im ausgeglühten Zustande enthalten; die Probestreifen sind, falls erforderlich, im rotwarmen Zustande geradezurichten.

2. Fehlerhafte Probestäbe dürfen nicht genommen werden.

3. Dicke und Breite der Probestäbe werden mit der Mikrometerschraube gemessen.

4. Die Probestreifen müssen etwa 400 mm lang und im unbearbeiteten Zustande mindestens 50 mm breit sein.

5. Sie müssen an den Kanten derart bearbeitet werden, dafs die Wirkung des Scherenschnittes, Auslochens oder Aushauens zuverlässig beseitigt wird. Die Walzhaut mufs unter allen Umständen am Probestabe verbleiben.

6. Die Streifen zu Zugproben sind auf die Mefslänge von 200 mm an den Kanten sauber zu bearbeiten; darüber hinaus kann der Querschnitt zunehmen. Die Stäbe sind so breit zu lassen, dafs der Querschnitt tunlichst 300 qmm beträgt.*)

7. Die Streifen zu Biegeproben müssen an den Kanten etwas abgerundet sein und dürfen über den zur Biegung angewendeten Dorn in der Breite nicht hervorragen.

III. Abnahme der Materialien.

1. Sämtliche Materialstücke sind bei der Besichtigung abzustempeln, und zwar mit dem Stempel des abnehmenden Beamten und einer Nummer. Bei Blechen sind zwei Stempel, etwa 400 mm von den Kanten entfernt, aufzuschlagen, bei allen übrigen Materialien genügt ein Stempel, welcher nahe einem Ende anzubringen ist.

2. Bei Rohren ist die Schweifsnaht tunlichst durch einen Stern zu kennzeichnen. Einer Nummerbezeichnung bedarf es bei Rohren nicht.

3. Das Stempelzeichen ist in dem Prüfungsschein abzudrucken.

4. In der Regel sind die Materialien auf dem Walzwerke zu prüfen. Werden die Bleche auf dem Walzwerke abgenommen, so müssen sie an zwei Seiten unbeschnitten bleiben, die beiden anderen Seiten dürfen dagegen beschnitten sein, jedoch nur so weit, dafs Probestreifen noch entnommen werden können.

5. Die Dicke der Bleche ist an allen vier Ecken mittels Mikrometerschraube zu messen. Die Mefspunkte sollen mindestens 40 mm vom Rande und mindestens 100 mm von den Ecken entfernt liegen.

6. Bei Blechen bis zu 1000 mm Breite und solchen bis zu 10 mm Dicke beliebiger Breite sind Unterschreitungen der Dicke nicht zulässig. Bei gröfseren Breiten als 1000 mm über 10 mm starker Bleche sind folgende Unterschreitungen gestattet:

Blechdicken in mm	Zulässige Unterschreitungen bei Breiten	
	über 1000 bis 1500 mm	über 1500 mm
über 10 bis 20	2,0 %	3,0 %
„ 20 „ 30	1,5 „	2,0 „
„ 30	1,0 „	1,5 „

7. Die Probestreifen sind an den Rändern oder Enden zu entnehmen. Die Wahl der Stücke, von denen Proben genommen werden sollen, bleibt dem abnehmenden Beamten überlassen.

8. Finden sich nach dem Zerreifsen, Biegen, Aufweiten oder Bördeln anscheinend guter Probestücke Fehlerstellen, so werden bei ungünstigem Ausfalle die Prüfungsergebnisse solcher Stücke bei der Entscheidung über die Erfüllung der Lieferungsbedingungen nicht berücksichtigt.

9. Entspricht das Prüfungsergebnis den vorgeschriebenen Bedingungen nicht, so ist auf Verlangen des Werkes eine zweite Prüfung vorzunehmen, deren Ergebnis mafsgebend sein soll. Auf diese zweite Prüfung ist bei der Entnahme der Proben Rücksicht zu nehmen.

10. Die Zugfestigkeit wird für Längs- und Querfaser in kg/qmm angegeben.

11. Die Bruchdehnung wird entweder an einer am Stabe angebrachten Teilung oder zwischen den Endmarken der Mefsstrecke von 200 mm in Prozenten der letzteren ermittelt. Erfolgt beim letzteren Verfahren der Bruch des Stabes in geringerer Ent-

*) Das Verhältnis der ursprünglichen Länge l des mittleren Stabstückes, für welche die Dehnung bestimmt wird, zum ursprünglichen Querschnitte f des Stabes ist von Einflufs auf die Dehnung. Daher wird es erforderlich, mit der Dehnung die Gröfsen l und f oder doch deren Verhältnis anzugeben.

Als normales Verhältnis gilt

$$l = 11{,}3\sqrt{f}.$$

Rücksichten auf Herstellung der Probestäbe usw. veranlassen häufig, von der Einhaltung dieses Verhältnisses abzusehen.

fernung als 50 mm von den Endmarken, so ist das Ergebnis bei ungünstigem Ausfalle nicht zu berücksichtigen.

12. Bei den Warmproben sind die Stücke kirschrot zu machen.

13. Bei der Kaltbiegeprobe werden die Stäbe bis zu 25 mm Dicke um einen Dorn von 25 mm Durchm., im Falle gröfserer Dicke um einen Dorn von höchstens der Materialdicke gebogen.

Bei der Hartbiegeprobe sind die Stäbe gleichmäfsig zu erwärmen und bei niedriger Kirschrotglut (im dunklen Raume beobachtet) in Wasser von 28° C abzukühlen und dann um einen Dorn der bestimmten Dicke zu biegen.

14. Der Biegewinkel wird in Grad angegeben. Der Probestab gilt als gebrochen, wenn sich auf der Aufsenseite in der Mitte der Biegungsstelle ein deutlicher Bruch im Metalle zeigt.

15. Bleche, Winkeleisen und Rohre müssen eine glatte Oberfläche haben; sie dürfen keine erheblichen Schlackenstellen oder andere eingewalzte Verunreinigungen, keine Blasen, Risse oder unganze Stellen enthalten. Bei Blechen, Winkel- und Stabeisen dürfen Walzsplitter oder kleine Schalen durch Abmeifseln entfernt, auch geringe, durch Einwalzen von Schlacke entstandene Vertiefungen ausgeebnet werden, soweit hierdurch die Haltbarkeit nicht beeinträchtigt wird.

16. Sämtliche Bleche sind nach dem Beschneiden auszuglühen.

IV. Prüfmaschinen.

1. Die Prüfmaschinen müssen so gebaut sein, dafs sie bei achtsamer Handhabung stofsfrei wirken.

2. Sie müssen auf ihre Richtigkeit leicht untersucht werden können.

3. Sie müssen, falls sie vom abnehmenden Beamten nicht kurzerhand geprüft werden können, mindestens alle drei Monate einmal durch Sachverständige auf richtiges Arbeiten aller Teile untersucht werden. Ueber diese Untersuchungen ist ein Befundbericht aufzunehmen, der bei Materialprüfungen auf Verlangen vorzulegen ist.

4. Die Einspannvorrichtung zu Zugversuchen mufs so beschaffen sein, dafs der Probestab bei Beginn des Zuges sich selbsttätig einstellt, damit die Zugkraft innerhalb der Mefsstrecke möglichst gleichmäfsig über den Querschnitt verteilt wird.

Zweiter Teil. **Schweifseisen.**

A. Bleche.

I. Art der Proben.

1. Zugprobe (A IV. 1).
2. Biegeprobe (A IV. 2).
3. Schmiede- und Lochprobe (A IV. 3).

II. Anzahl der Probestücke.

Von dem Material einer Lieferung sind in der Regel folgende Probestücke zu entnehmen:

a) von sämtlichen Blechen, die im ersten Feuerzuge liegen;

b) von 50 % aller übrigen Bleche.

Bei a) sollen den Blechen Stücke zu Zug- und zu Biegeproben in Längs- und Querfaser, bei b) jedoch nur zur Hälfte zu Zug- und zur Hälfte zu Biegeproben in Längs- und Querfaser entnommen werden.

III. Bezeichnung der Bleche.

1. Es werden unterschieden:

Feuerblech:	**Bördelblech:**
(SI)	(SII)

2. Dementsprechend ist jedes Blech seitens des Walzwerkes aufser mit dem Stempel des Werkes mit einem dem Vordruck unter Ziffer 1 in Form und Gröfse gleichen Qualitätsstempel zu bezeichnen.

3. Die Qualitätsstempel können ausnahmsweise fehlen, wenn in anderer Weise der Nachweis erbracht wird, dafs das Material geprüft ist und den Anforderungen des Abschnitts A IV entsprochen hat.

4. Die Teile der Kesselwandung, die im ersten Feuerzuge liegen, sind aus Feuerblech zu fertigen. Zu allen anderen Kesselteilen kann Bördelblech verwendet werden.

IV. Anforderungen.

1. Feuerblech darf keine geringere Zugfestigkeit als 36 kg/qmm in der Längsfaser und 34 kg/qmm in der Querfaser bei einer geringsten Dehnung von 20 % in der Längsfaser und 15 % in der Querfaser haben.

Bördelblech darf keine geringere Zugfestigkeit als 35 kg/qmm in der Längsfaser und 33 kg/qmm in der Querfaser bei einer geringsten Dehnung von 15 % in der Längsfaser und 12 % in der Querfaser haben.

Die Zugfestigkeit darf bei keinem Bleche 40 kg/qmm überschreiten.

Anm. Bleche über 25 mm Dicke pflegen weniger Zugfestigkeit zu haben als aus demselben Material gefertigte Bleche unter 25 mm Dicke, und zwar rechnet man, dafs auf je 2 mm Vergröfserung der Blechdicke die Festigkeit um 0,5 kg abnimmt. Demgemäfs wird man bei Verwendung von Blechen über 25 mm Dicke zu erwägen haben, ob Feuerblech an Stelle von Bördelblech zu wählen ist.

2. Bei der Biegeprobe im warmen Zustande müssen sich Probestreifen von Feuer- und Bördelblech in beiden Faserrichtungen flach zusammenbiegen lassen, ohne zu brechen (erster Teil, Abschn. III Ziff. 14).

Im kalten Zustande müssen sich Probestreifen von Feuer- und Bördelblech in beiden Faserrichtungen nach der folgenden Zahlentafel um einen Dorn von der bestimmten Dicke zusammenbiegen lassen, ohne zu brechen (erster Teil, Abschn. III Ziff. 14):

Dicke in mm	Biegewinkel in Grad			
	Feuerblech		Bördelblech	
	längs	quer	längs	quer
6 bis 8	160	140	135	120
über 8 „ 10	160	140	135	120
„ 10 „ 12	160	140	135	120
„ 12 „ 14	155	135	135	120
„ 14 „ 16	150	130	130	110
„ 16 „ 18	145	125	125	100
„ 18 „ 20	140	120	120	95
„ 20 „ 22	135	115	115	85
„ 22 „ 24	130	110	110	75
„ 24 „ 26	125	105	105	65
„ 26 „ 28	120	100	100	60
„ 28 „ 30	115	95	90	55
„ 30 „ 32	110	85	80	50
„ 32 „ 34	100	75	70	45
„ 34 „ 36	90	65	60	40
„ 36 „ 38	80	55	50	30
„ 38 „ 40	70	45	40	20

3. Bei der Schmiedeprobe müssen Längsstreifen von ungefähr 50 mm Breite im rotwarmen Zustande mit der Hammerfinne quer zur Walzrichtung mindestens auf das $1^1/_2$fache ihrer Breite ausgebreitet werden können, ohne an den Kanten und auf der Fläche Risse zu erhalten.

Bei der Lochprobe dürfen Streifen, die im rotwarmen Zustande in einer Entfernung vom Rande gleich der halben Dicke des Streifens mit einem konischen Lochstempel gelocht werden, vom Loch nach der Kante nicht aufreifsen.

Der Lochstempel soll bei etwa 50 mm Länge für alle Blechdicken einen kleinsten Durchmesser von etwa 10 mm und einen gröfsten Durchmesser von etwa 20 mm haben.

B. Winkeleisen.

I. Art der Proben.

1. Biegeprobe (B III. 1).
2. Schmiede- und Lochprobe (B III. 2).

II. Anzahl der Probestücke.

25 % der abzunehmenden Stücke.

III. Anforderungen.

1. Im kalten Zustande sollen sich die Schenkel des Winkeleisens mindestens um 18° unter der Presse auseinanderbiegen und abgeschnittene Längsstreifen

bei Dicken von 8 bis 12 mm um 50°,
„ „ über 12 „ 16 „ „ 35°,
„ „ „ 16 „ 21 „ „ 25°,
„ „ „ 21 „ 25 „ „ 15°

zusammenbiegen lassen. Bei diesen Proben dürfen sich in der Kehle und in den Schenkeln nur Anfänge von Rissen zeigen.

2. Beim Schmieden und Lochen sollen Schenkelstreifen denselben Anforderungen wie Blechstreifen (A IV. 3) entsprechen.

C. Nieteisen.

I. Art der Proben.

1. Zugprobe (C III. 1).
2. Biegeprobe (C III. 2).
3. Stauch- und Lochprobe (C III. 3).

II. Anzahl der Probestücke.

4 % der abzunehmenden Stücke.

III. Anforderungen.

1. Zugfestigkeit 35 bis 40 kg/qmm bei einer Dehnung von mindestens 20 %.

2. Im kalten Zustande soll das Nieteisen, ohne Risse zu erhalten, so gebogen und glatt aufeinandergeschlagen werden können, daſs die beiden Enden der Länge nach parallel liegen.

3. Im warmen Zustande soll sich ein Stück Nieteisen, dessen Länge doppelt so groſs ist als der Durchmesser, auf $^1/_3$ bis $^1/_4$ der Länge niederstauchen und dann lochen lassen, ohne aufzureiſsen.

D. Niete.

I. Art der Proben.

Stauch- und Lochprobe (D III.).

II. Anzahl der Probestücke.

Von je 1000 Stück 2 Stück.

III. Anforderungen.

Im warmen Zustande soll sich ein Nietschaft, dessen Länge doppelt so groſs ist als der Durchmesser, auf $^1/_3$ bis $^1/_4$ der Länge niederstauchen und dann lochen lassen, ohne aufzureiſsen.

E. Anker und Stehbolzen.

I. Art der Proben.

1. Zugprobe (E III. 1).
2. Biegeprobe (E III. 2).

II. Anzahl der Probestücke.

Von je 25 Stangen gleichen Durchmessers eine Stange.

III. Anforderungen.

1. Zugfestigkeit 35 bis 40 kg/qmm bei einer Dehnung von mindestens 20 %.

2. Im kalten Zustande soll ein Stab, ohne Risse zu erhalten, so gebogen und glatt aufeinander geschlagen werden können, daſs die beiden Enden der Länge nach parallel liegen.

F. Wasserrohre.

I. Art der Proben.

1. Aufweitprobe (F III. 3).
2. Bördelprobe (F III. 4).
3. Biegeprobe (F III. 5).
4. Wasserdruckprobe (F III. 6).

Diesen Prüfungen unterliegen Wasserrohre unter 6 mm Wanddicke; solche von 6 mm Wanddicke und darüber werden nur der Wasserdruckprobe unterzogen. Heizrohre bedürfen der Prüfung nicht.

II. Anzahl der Probestücke.

Etwa 2 % der abzunehmenden Rohre, mindestens aber zwei Rohre.

III. Anforderungen.

1. Die Rohre sollen innen und auſsen kalibriert, ohne Zunder, Narben, Risse und andere für den Betrieb schädliche Fehler, sowie glatt und rechtwinklig abgeschnitten sein.

2. Die Wanddicke der Wasserrohre soll

bis 83 mm äufseren Durchmesser		mindestens	3,00 mm,
über 83 „ 102 „ „		„	3,25 „
„ 102 „ 121 „ „		„	3,75 „
„ 121 „ 140 „ „		„	4,00 „
„ 140 „ 191 „ „		„	4,50 „
„ 191 „ 216 „ „		„	5,50 „

betragen.

Die vorgeschriebene Wanddicke soll an keiner Stelle um mehr als 20% unterschritten werden.

3. Rohrenden sollen sich im kalten Zustande auf eine Länge von 30 mm aufweiten lassen, und zwar:

a) bei einer Wanddicke der Rohre bis zu 4 mm um 5% des inneren Durchm.,
b) bei einer Wanddicke der Rohre bis zu 6 mm um 3% des inneren Durchm.

Das Aufweiten der Rohrenden mufs durch Hämmern über einem Dorne erfolgen.

4. Rohrenden sollen sich im kalten Zustande nach aufsen umbördeln lassen, und zwar:

a) bei Rohren bis 76 mm Weite und bis 3,5 mm Wanddicke um 75°,
b) bei Rohren über 76 mm Weite und bis 4,5 mm Wanddicke um 45°,
c) bei Rohren über 4,5 mm Wanddicke um 30°.

Die Breite des Bördels mufs bei a) 12%, bei b) und c) 8% des inneren Rohrdurchmessers betragen.

5. Rohrabschnitte von 100 mm Länge sollen sich im kalten Zustande bis auf ein Drittel des Durchmessers zusammendrücken lassen, ohne dafs sich in den am stärksten gebogenen Teilen Anbrüche zeigen, doch soll die Schweifsnaht nicht in den am stärksten gebogenen Teilen liegen.

6. Die Rohre sollen einem Wasserdrucke von der 3fachen Höhe des Betriebsüberdrucks, mindestens aber von 30 at Ueberdruck widerstehen, ohne eine Formveränderung oder Undichtigkeit zu zeigen. Die Rohre sind, während sie unter dem Probedrucke stehen, abzuhämmern, namentlich auch an der Schweifsnaht.

Dritter Teil. **Flufseisen.**

A. Bleche.

I. Art der Proben.

1. Zugprobe (A IV. 1 bis 4).
2. Hartbiegeprobe (A IV. 5).
3. Schmiede- und Lochprobe (A IV. 6).

II. Anzahl der Probestücke.

Von dem Material einer Lieferung sind in der Regel folgende Probestücke zu entnehmen:

1. bei Blechen aus Birnenmaterial: von sämtlichen Blechen;
2. bei Blechen aus Flammofenmaterial:
   a) von sämtlichen Blechen, die im ersten Feuerzuge liegen oder die eine höhere Zugfestigkeit als 41 kg/qmm besitzen;
   b) von 50% der sonstigen Bleche.

3. Bei Ziff. 1 und 2a sollen den Blechen Streifen sowohl zu Zug- als auch zu Schmiede- und Loch- sowie Hartbiegeproben in Längs- oder Querfaser entnommen werden, bei Ziff. 2b jedoch nur je zur Hälfte zu Zug- und zur Hälfte zu Schmiede- und Loch- sowie Hartbiegeproben in Längs- oder Querfaser.

4. Bei Blechen über 4,5 m Länge sind, soweit sie zur Prüfung ausgewählt sind, zwei Zugproben zu machen, und zwar ist eine Längsprobe vom Fufsende des Bleches und eine Querprobe in der Mitte der entgegengesetzten schmalen Seite zu entnehmen.

III. Bezeichnung der Bleche.

1. Bleche aus Flufseisen, welches im Flammofen erzeugt worden ist, haben folgende Bezeichnung zu tragen:

sofern ihre Festigkeit

41 kg/qmm nicht übersteigt:	höher als 41 kg/qmm ist:
(FI)	(FII)

Bleche aus Thomaseisen haben folgende Bezeichnungen zu tragen

sofern ihre Festigkeit

41 kg/qmm nicht übersteigt:	höher als 41 kg/qmm ist.
(TI)	(TII)

2. Dementsprechend ist jedes Blech seitens des Walzwerkes außer mit dem Stempel des Werkes mit einem dem Vordruck unter Ziff. 1 nach Form und Größe gleichen Qualitätsstempel zu bezeichnen.

3. Die Qualitätsstempel können ausnahmsweise fehlen, wenn in anderer Weise der Nachweis erbracht wird, daß das Material geprüft ist und den Anforderungen des Abschn. A IV entsprochen hat.

IV. Anforderungen.

1. Flußeisen darf keine geringere Zugfestigkeit als 34 kg/qmm und in der Regel keine höhere Zugfestigkeit als 51 kg/qmm haben. In bezug auf die Mindestdehnung aller Bleche ist folgende Zahlentafel maßgebend:

Festigkeit in kg/qmm	51 bis 46	45	44	43	42	41 bis 37	36	35	34
Geringste Dehnung in Prozenten .	20	21	22	23	24	25	26	27	28

Bis auf weiteres kommen drei Blechsorten zur Anwendung, und zwar:

Blechsorte I mit 34 bis 41 kg/qmm (Berechnungsfestigkeit 36 kg/qmm),
" II " 40 " 47 " (" 40 "),
" III " 44 " 51 " (" 44 ").

2. Für diejenigen Teile des Kessels, welche gebördelt werden oder im ersten Feuerzuge liegen, dürfen nur Bleche der I. Sorte verwendet werden.

3. Für Teile, die nicht gebördelt werden oder nicht im ersten Feuerzuge liegen, können Bleche der II. oder III. Sorte verwendet werden.

4. Der Unterschied zwischen der Mindest- und Höchstfestigkeit darf bei einem einzelnen Bleche sowie bei Blechen gleicher Qualität innerhalb einer Lieferung bei Blechlängen
bis 5 m höchstens 6 kg/qmm,
über 5 " " 7 "
betragen, jedoch nur innerhalb der festgesetzten Zugfestigkeitsgrenzen.

5. Bei der Hartbiegeprobe muß sich der Probestreifen bei Blechen mit einer Festigkeit bis zu 41 kg/qmm einschließlich in Längs- und Querfaser flach, von 41 bis 47 kg/qmm um einen Dorn mit einem Durchmesser von der 2fachen Blechdicke, über 47 kg/qmm um einen solchen von der 3fachen Blechdicke bis 180° zusammenbiegen lassen.

6. Bei der Schmiedeprobe müssen Streifen von ungefähr 50 mm Breite im rotwarmen Zustande mit der Hammerfinne quer zur Walzrichtung mindestens auf das $1^1/_2$ fache ihrer Breite ausgebreitet werden können, ohne an den Kanten und auf der Fläche Risse zu erhalten.

Bei der Lochprobe dürfen Streifen, die im rotwarmen Zustande in einer Entfernung vom Rande gleich der halben Dicke des Streifens mit einem konischen Lochstempel gelocht werden, vom Loche nach der Kante nicht aufreißen.

Der Lochstempel soll bei etwa 50 mm Länge für alle Blechdicken einen kleinsten Durchmesser von etwa 10 mm und einen größten Durchmesser von etwa 20 mm haben.

B. Winkeleisen.

I. Art der Proben.

1. Biegeprobe (B III. 1).
2. Hartbiegeprobe (B III. 2).
3. Schmiede- und Lochprobe (B III. 3).

II. Anzahl der Probestücke

25 % der abzunehmenden Stücke.

III. Anforderungen.

1. Im kalten Zustande sollen sich die Schenkel des Winkeleisens unter der Presse um mindestens 40° auseinanderbiegen und abgeschnittene Längsstreifen bis zu einem Winkel von 180° zusammenbiegen lassen. Bei diesen Proben dürfen sich in der Kehle und in den Schenkeln nur Anfänge von Rissen zeigen.

2. Nach dem Härten (erster Teil, Abschn. III Ziff. 13 u. 14) sollen sich Längsstreifen um einen Dorn, dessen Durchmesser gleich der 3fachen Schenkeldicke ist, bis zu 180° biegen lassen.

3. Beim Schmieden und Lochen sollen Schenkelstreifen denselben Anforderungen wie Blechstreifen (A IV. 6) entsprechen.

C. Nieteisen.

I. Art der Proben.

1. Zugprobe (C III. 1).
2. Biegeprobe (C III. 2).
3. Stauch- und Lochprobe (C III. 3).
4. Hartbiegeprobe (C III. 4).

II. Anzahl der Probestücke.

4 % der abzunehmenden Stücke.

III. Anforderungen.

1. Zugfestigkeit 34 bis 41 kg/qmm bei einer Dehnung von mindestens 25 % und einer Gütezahl von mindestens 62.

Soweit Bleche von höherer Zugfestigkeit als 41 kg/qmm verwendet werden, darf das Nietmaterial entsprechend bis zu 47 kg/qmm Zugfestigkeit haben, wenn die Dehnung mindestens die gleiche wie in der Zahlentafel für Bleche ist (A IV. 1). Für solches Nieteisen sind Prüfungsbescheinigungen beizubringen.

2. Im kalten Zustande soll das Nieteisen, ohne Risse zu zeigen, so gebogen werden, daſs der Abstand der parallel gebogenen Schenkel voneinander nicht mehr als $^1/_5$ des Nietdurchmessers beträgt.

3. Im warmen Zustande soll sich ein Stück Nieteisen, dessen Länge doppelt so groſs ist als der Durchmesser, auf $^1/_3$ bis $^1/_4$ der Länge niederstauchen und dann lochen lassen, ohne aufzureiſsen.

4. Nach dem Härten (erster Teil, Abschn. III Ziff. 13 u. 14) soll sich das Nieteisen um einen Dorn, dessen Durchmesser gleich der 2 fachen Dicke des Nieteisens ist, bis zu 180° biegen lassen.

D. Niete.

I. Art der Proben.

1. Stauch- und Lochprobe (D III. 1).
2. Härteprobe (D III. 2).

II. Anzahl der Probestücke.

Von je 1000 Stück 2 Stück.

III. Anforderungen.

1. Im warmen Zustande soll sich ein Nietschaft, dessen Länge doppelt so groſs ist als der Durchmesser, auf $^1/_3$ bis $^1/_4$ der Länge niederstauchen und dann lochen lassen, ohne aufzureiſsen.

2. Nach dem Härten (erster Teil, Abschn. III Ziff. 13 u. 14) soll sich ein Stück Nietschaft, dessen Länge doppelt so groſs ist als der Durchmesser, um $^2/_5$ der Länge zusammenstauchen lassen, ohne daſs die Oberfläche reiſst.

E. Anker und Stehbolzen.

I. Art der Proben.

1. Zugprobe (E III. 1).
2. Hartbiegeprobe (E III. 2).

II. Anzahl der Probestücke.

Von je 25 Stangen gleichen Durchmessers eine Stange.

III. Anforderungen.

1. Zugfestigkeit 34 bis 41 kg/qmm bei einer Dehnung von mindestens 25 % und einer Gütezahl von mindestens 62.

Ausnahmsweise ist ein Material bis zu 47 kg/qmm Festigkeit zulässig, wenn die Dehnung mindestens die gleiche wie in der Zahlentafel für Bleche ist (A IV. 1). Für solches Material sind Prüfungsbescheinigungen beizubringen.

2. Nach dem Härten (erster Teil, Abschn. III Ziff. 13 u. 14) soll sich ein Stück Anker- oder Stehbolzeneisen um einen Dorn gleich der 2fachen Dicke des Eisens bis zu 180° biegen lassen.

F. Wasserrohre.

I. Art der Proben.

1. Aufweitprobe (F III. 3).
2. Bördelprobe (F III. 4).
3. Hartbiegeprobe (F III. 5).
4. Wasserdruckprobe (F III. 6).

Diesen Prüfungen unterliegen Wasserrohre unter 6 mm Wanddicke; solche von 6 mm Wanddicke und darüber werden nur der Wasserdruckprobe unterzogen. Heizrohre bedürfen der Prüfung nicht.

II. Anzahl der Probestücke.

Etwa 2 % der abzunehmenden Rohre, mindestens aber zwei Rohre.

III. Anforderungen.

1. Die Rohre sollen innen und aufsen kalibriert, ohne Zunder, Narben, Risse und andere für den Betrieb schädliche Fehler, sowie glatt und rechtwinklig abgeschnitten sein.

2. Die Wanddicke der Wasserrohre soll

a) bei geschweifsten Rohren:

	bis 83	mm	äufseren	Durchmesser	mindestens	3,00	mm
über 83	„ 102	„	„	„	„	3,25	„
„ 102	„ 121	„	„	„	„	3,75	„
„ 121	„ 140	„	„	„	„	4,00	„
„ 140	„ 191	„	„	„	„	4,50	„
„ 191	„ 216	„	„	„	„	5,50	„

b) bei nahtlosen Rohren:

	bis 30	mm	äufseren	Durchmesser	mindestens	1,80	mm
über 30	„ 50	„	„	„	„	2,00	„
„ 50	„ 57	„	„	„	„	2,50	„
„ 57	„ 60	„	„	„	„	2,75	„
„ 60	„ 83	„	„	„	„	3,00	„
„ 83	„ 102	„	„	„	„	3,25	„
„ 102	„ 121	„	„	„	„	3,75	„
„ 121	„ 140	„	„	„	„	4,00	„
„ 140	„ 191	„	„	„	„	4,50	„
„ 191	„ 216	„	„	„	„	5,50	„

betragen.

Die vorgeschriebene Wanddicke soll an keiner Stelle um mehr als 20 % unterschritten werden.

3. Rohrenden sollen sich im kalten Zustande auf eine Länge von 30 mm aufweiten lassen, und zwar:

a) bei einer Wanddicke bis zu 4 mm bei geschweifsten Rohren um 7 %, bei nahtlosen Rohren um 10 % des inneren Durchmessers;

b) bei einer Wanddicke über 4 mm bis 6 mm bei geschweifsten Rohren um 4 %, bei nahtlosen Rohren um 6 % des inneren Durchmessers.

Das Aufweiten der Rohrenden mufs durch Hämmern über einem Dorne erfolgen.

4. Rohrenden müssen sich im kalten Zustande nach aufsen umbördeln lassen, und zwar bei allen Rohrdurchmessern und Wanddicken um 90°.

Die Breite des Bördels mufs 12 % des inneren Rohrdurchmessers betragen.

5. Nach dem Härten (erster Teil, Abschn. III Ziff. 13 u. 14) sollen sich Rohrabschnitte geschweifster Rohre von 100 mm Länge ganz zusammendrücken lassen, doch soll die Schweifsnaht nicht in den am stärksten gebogenen Teilen liegen.

Rohrabschnitte nahtloser Rohre von 100 mm Länge sollen sich nach dem Härten so zusammendrücken lassen, dafs sie in der Mitte aufeinanderliegen, während die Enden einen Bogen bilden, dessen Radius gleich der doppelten Wanddicke ist.

6. Die Rohre sollen einem Wasserdrucke von der 3 fachen Höhe des Betriebsüberdrucks, mindestens aber von 30 at Ueberdruck widerstehen, ohne eine Formänderung oder Undichtigkeit zu zeigen. Die Rohre sind, während sie unter dem Probedrucke stehen, abzuhämmern, namentlich auch an der Schweifsnaht.

Anlage II.

Bauvorschriften für Landdampfkessel.

I. Material.

1. Für die Anforderungen an das zum Baue von Dampfkesseln zur Verwendung kommende Schweifs- und Flufseisen sind die Materialvorschriften für Landdampfkessel mafsgebend.

2. Für Kupfer kann, wenn gröfsere Festigkeit nicht nachgewiesen wird, eine Zugfestigkeit von 22 kg/qmm bei Temperaturen bis 120° C angenommen werden. Im Falle höherer Temperatur ist die Zugfestigkeit für je 20° C um 1 kg/qmm niedriger zu wählen.

3. Gegenüber überhitztem Wasserdampfe von 250° C und mehr ist die Verwendung von Kupfer zu vermeiden.

4. Für kupferne Dampfrohrleitungen ist innerhalb der bezeichneten Grenze eine Materialbeanspruchung von höchstens $^1/_{10}$ der Zugfestigkeit zulässig.

5. Die Scherfestigkeit des Schweifseisens, Flufseisens und des Kupfers kann zu 0,8 der Zugfestigkeit angenommen werden.

II. Vernietung, Schweifsung und Bearbeitung im Feuer.

1. Die Widerstandsfähigkeit der Niete gegen Abscheren darf sich nicht geringer ergeben als die in Rechnung zu ziehende Festigkeit des Bleches in der Nietnaht. Hierbei darf die Belastung eines Nietes durch die Scherkraft auf 1 qmm Nietquerschnitt höchstens 7 kg/qmm betragen, sofern keine höhere Zugfestigkeit des Nietmaterials als 38 kg/qmm nachgewiesen wird. Trifft diese Voraussetzung zu, so kann der für eine Belastung mit 7 kg/qmm berechnete Nietdurchmesser mit der Wurzel aus dem Quotienten, der sich aus der Zahl 38 und der nachgewiesenen Festigkeit ergibt, multipliziert werden.

2. Bei Laschennietung sollen die Laschen aus Blechen von mindestens gleicher Güte wie die Mantelbleche geschnitten werden.

3. Die Festigkeit gut und mittels Ueberlappung geschweifster Nähte kann zu 0,7 der Festigkeit des vollen Bleches in Rechnung gesetzt werden.

4. Empfehlenswert ist es, solche Nähte, welche auf Biegung oder Zug beansprucht werden, nicht zu schweifsen und keine Schweifsnaht herzustellen, wenn das geschweifste Stück nicht nachträglich ausgeglüht werden kann.

5. In besonderen Fällen kann bei geschweifsten Längsnähten in Kesselmänteln verlangt werden, dafs Sicherheitslaschen angebracht werden.

6. Jedes geschweifste Stück ist, wenn irgend möglich, gut auszuglühen.

7. Bleche, die im Feuer bearbeitet worden sind, müssen nach vollendeter Formgebung, soweit dies möglich ist, sachgemäfs ausgeglüht werden. Dies gilt besonders für solche Bleche, welche wiederholt einer stellenweisen Erhitzung ausgesetzt worden sind

III. Berechnung der Blechdicken zylindrischer Dampfkesselwandungen mit innerem Ueberdrucke.

1. Bezeichnet

s die Blechdicke in mm,
D den gröfsten inneren Durchmesser des Kesselmantels in mm,
p den gröfsten Betriebsüberdruck in at,
K die Zugfestigkeit des zu dem Mantel verwendeten Bleches,
x einen Zahlenwert,
z das Verhältnis der Mindestfestigkeit der Längsnaht zur Zugfestigkeit des vollen Bleches,

dann ist
$$s = D\frac{p\,x}{200\,K\,z} + 1 \quad \text{oder} \quad p = \frac{200\,K\,z\,(s-1)}{D\,x} \quad \ldots \quad (1)$$

Hierin sind zu wählen:

$K = 33$ kg/qmm bei Schweifseisen,
$K = 36$ „ „ Flufseisen von 34 bis 41 kg/qmm Zugfestigkeit,
$K = 40$ „ „ „ „ 40 „ 47 „ „
$K = 44$ „ „ „ „ 44 „ 51 „ „
$x = 4{,}75$ bei überlappten oder einseitig gelaschten, handgenieteten Nähten,
$x = 4{,}5$ bei überlappten oder einseitig gelaschten, maschinengenieteten Nähten und bei geschweifsten Nähten (unter Beachtung von Abschn. II Ziff. 3 bis 6),
$x = 4{,}35$ bei zweireihigen, doppeltgelaschten, handgenieteten Nähten, deren eine Lasche nur einreihig genietet ist,
$x = 4{,}25$ bei doppeltgelaschten, handgenieteten Nähten,
$x = 4{,}1$ bei zweireihigen, doppeltgelaschten, maschinengenieteten Nähten, deren eine Lasche nur einreihig genietet ist,
$x = 4$ bei doppeltgelaschten, maschinengenieteten Nähten.

2. Die Werte $x = 4{,}25$ und $x = 4$ können auch dann in die Rechnung eingeführt werden, wenn bei drei- und mehrreihigen Doppellaschennietungen die eine Lasche eine Nietreihe weniger besitzt als die anderen.

3. Die Blechdicke soll nicht geringer als 7 mm genommen werden; nur bei kleinen Kesseln (z. B. für Feuerspritzen oder Kraftfahrzeuge) sind allenfalls dünnere Bleche zulässig.

4. Bleche, die eine höhere Zugfestigkeit als 41 kg/qmm besitzen, dürfen zu Mantelteilen nur verwendet werden, wenn die Verarbeitung kalt oder rotwarm stattfindet, wenn die Kanten gehobelt, gedreht, gefräst oder — mangels anderer Möglichkeit der Bearbeitung — gemeifselt werden und ihre Verbindung in den Längsnähten durch Doppellaschennietung erfolgt und die Nietung maschinell hergestellt wird.

5. Unterschreitungen der Wanddicken, die innerhalb der in den Materialvorschriften für Landkessel, erster Teil, Abschn. III Ziff. 6 bezeichneten zulässigen Grenzen bleiben, werden bei der Berechnung nicht berücksichtigt.

6. Die Zugbeanspruchung des Bleches darf unter Annahme gleichmäfsiger Spannungsverteilung über den Querschnitt in keiner Nietreihe die Grenze $\frac{K}{x}$ überschreiten.

7. Hinsichtlich der zulässigen Nietbeanspruchung vgl. Abschn. II.

8. Bei Berechnung der Wanddicke nahtlos gewalzter Mantelschüsse kann $x = 4$ und $z = 1$ gesetzt werden, sofern keine Schwächung der Wandung vorhanden ist.

9. Es empfiehlt sich, die Nietlöcher zu bohren. Die Nietlöcher in Blechen, die eine höhere Zugfestigkeit als 41 kg/qmm besitzen, und in solchen über 27 mm Dicke müssen gebohrt werden derart, dafs das Bohren der Löcher an den zum Kessel zusammengesetzten Blechen vorgenommen wird. Werden die Nietlöcher schwächerer Bleche gelocht, so ist zu den vorstehenden Werten von x ein Zuschlag von 0,25 erforderlich. Bei gelochten und mindestens um $^1/_4$ des Durchmessers der Nietlöcher aufgebohrten Löchern kann dieser Zuschlag auf 0,1 ermäfsigt werden.

IV. Berechnung der Blechdicken von Dampfkessel-Flammrohren mit äufserem Ueberdrucke.

Glatte und versteifte Rohre.

1. Bezeichnet
   - s die Blechdicke in mm,
   - d den inneren Durchmesser zylindrischer Flammrohre, bei konischen Flammrohren den mittleren inneren Durchmesser in mm,
   - p den gröfsten Betriebsüberdruck in at,
   - a einen Zahlenwert,
   - l die Länge des Flammrohrs in mm, zutreffendenfalls die gröfste Entfernung der wirksamen Versteifungen voneinander,

dann ist

$$s = \frac{p \cdot d}{2400}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{a\,l}{p\,(l + d)}}\right) + 2 \text{ mm} \quad \ldots\ldots \quad (2)$$

Hierin ist zu wählen:

$a = 100$ für Rohre mit überlappter Längsnaht
$a = 80$ für Rohre mit gelaschter oder geschweifster Längsnaht } bei liegenden Flammrohren,

$a = 70$ für Rohre mit überlappter Längsnaht
$a = 50$ für Rohre mit gelaschter oder geschweifster Längsnaht } bei stehenden Flammrohren.

Als wirksame Versteifungen gelten neben den Stirnplatten und den Rohrwänden vorzugsweise folgende Konstruktionen:

Abb. 1. Abb. 2. Abb. 3. Abb. 4. Abb. 5.

die letztere jedoch nur unter der Voraussetzung, dafs die Abkröpfung nicht weniger als etwa 50 mm beträgt.

2. Die Länge l derjenigen Rohrstrecken, welche von Quersiedern durchdrungen werden, kann man, wie folgt, annehmen:

bei der Rohrstrecke a
$l = l_1 + 0{,}5\, l_2$, sofern l_1 die gröfsere Strecke,

bei der Rohrstrecke b
$l = l_1 + l_2$, sofern l_1 gröfser als l_2, andernfalls tritt l_2 an die Stelle von l_1,

bei der Rohrstrecke c
$l = l_1 + l_2$,

bei der Rohrstrecke d
$l = l_2 + l_3$ bzw. $l = l_3 + l_4$.

Abb. 6.

Abb. 7.

3. Sind mit Rücksicht auf die Gröfse, die Befestigungsweise, den Durchdringungsort des Querrohres usw. Zweifel vorhanden, ob es in ausreichendem Mafse versteifend einwirkt, so ist es rätlich, für l die volle Länge einzusetzen, also von einer rechnungsmäfsigen Berücksichtigung der versteifenden Wirkung der Querrohre abzusehen.

Wellrohre und gerippte Rohre nach Systemen:

1. Bezeichnet

s die Blechdicke in mm,

d den kleinsten inneren Flammrohrdurchmesser in mm,

p den gröfsten Betriebsüberdruck in at,

dann ist

$$s = \frac{p \cdot d}{1200} + 2 \quad \ldots \ldots \quad (3)$$

2. Die Blechdicke soll nicht geringer als 7 mm genommen werden; nur bei kleinen Kesseln (z. B. für Feuerspritzen oder Kraftfahrzeuge) sind allenfalls dünnere Bleche zulässig.

Abb. 8. Fox

Abb. 9. Morison

Abb. 10. Purves

Abb. 11. Deightons

V. Berechnung der Blechdicken ebener Wandungen.

Ebene Platten.

1. Bezeichnet

s die Blechdicke in mm,

p den gröfsten Betriebsüberdruck in at,

a den Abstand der Stehbolzen oder Anker innerhalb einer Reihe voneinander in mm,

b den Abstand der Stehbolzen- oder Ankerreihen voneinander in mm,

c einen Zahlenwert,

dann ist

$$s = c \cdot \sqrt{p\,(a^2 + b^2)} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (4)$$

Hierin ist zu wählen:

$c = 0{,}017$ bei Platten, in welche die Stehbolzen oder Anker eingeschraubt und vernietet sind, und welche von den Heizgasen und vom Wasser berührt werden,

$c = 0{,}015$, wenn solche Platten nicht von den Heizgasen berührt werden,

$c = 0{,}0155$ bei Platten, in welche die Stehbolzen oder Anker eingeschraubt und aufsen mit Muttern oder gedrehten Köpfen versehen sind, und welche von den Heizgasen und vom Wasser berührt werden,

$c = 0{,}0135$, wenn solche Platten nicht von den Heizgasen berührt werden,

$c = 0{,}014$ bei Platten, welche durch Ankerröhren versteift sind.

2. Bei Platten, deren Anker mit Muttern und Verstärkungsscheiben versehen sind, ist in der Gleichung (4)

$c = 0{,}013$, sofern der Durchmesser der äufseren Verstärkungsscheibe $^2/_5$ der Ankerentfernung und die Scheibendicke $^2/_3$ der Plattendicke,

$c = 0{,}012$, sofern der Durchmesser der äufseren Verstärkungsscheibe $^3/_5$ der Ankerentfernung und die Scheibendicke $^5/_6$ der Plattendicke,

$c = 0{,}011$, sofern der Durchmesser der äufseren Verstärkungsscheibe $^4/_5$ der Ankerentfernung, auch diese mit der Platte vernietet, und die Scheibendicke gleich der Plattendicke ist,

und die Platten nicht vom Feuer berührt sind. Werden sie dagegen auf der einen Seite von den Heizgasen, auf der anderen Seite vom Dampfe berührt, dann sind sie, falls sie nicht durch Flammbleche geschützt werden, um $^1/_{10}$ stärker zu nehmen, als die Rechnung ergibt.

3. Bei unregelmäfsig verteilten Verankerungen wie in Abb. 12 ist

$$s = c \cdot {}^1/_2\,(d_1 + d_2)\sqrt{p} \quad \ldots \ldots \quad (5)$$

Abb. 12.

Der Wert von c ist je nach der Art der Verankerung aus Ziff. 1 oder 2 dieses Abschnitts zu entnehmen.

4. Für Verstärkungen nicht dem ersten Feuer ausgesetzter ebener Platten durch Doppelungsplatten können $12^1/_2$ % von den für die ebenen Platten sich ergebenden Blechdicken in Abzug gebracht werden, wenn die Dicke der Doppelungsplatten mindestens $^2/_3$ der berechneten Blechdicke beträgt und die Doppelungen gut mit den Platten vernietet sind.

5. Rechteckige Platten, die am Umfange befestigt sind, erhalten die Wanddicke

$$s = 0{,}053\, b \sqrt{\frac{p}{k_z\left[1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2\right]}}\,, \quad \ldots \ldots \ldots \quad (6)$$

worin

s die Wanddicke in mm,
a die gröfsere Rechteckseite in mm,
b „ kleinere „ „ „,
p den gröfsten Betriebsüberdruck in at,
k_z die zulässige Zugbeanspruchung des Materials in kg/qmm, wofür bis 1/4 der rechnungsmäfsigen Zugfestigkeit eingeführt werden kann,

bedeuten.

6. Bei Platten, die nicht durch Stehbolzen oder Längsanker, sondern durch Eckanker oder in anderer Weise ausreichend unterstützt werden, ist die Wanddicke nach

$$s = 0{,}017\, d \sqrt{p} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (7)$$

zu bemessen, sofern nicht nachgewiesen wird, dafs eine geringere Wanddicke zulässig ist

Hierin bedeutet:

s die Wanddicke in mm,
p den gröfsten Betriebsüberdruck in at,
d den Durchmesser des gröfsten Kreises in mm, der nach Mafsgabe der Abb. 13 bis 16 auf der ebenen Platte, durch die Befestigungsstellen gehend, beschrieben werden kann.

Abb. 13.

Abb. 14.

Abb. 15.

Abb. 16.

Werden keine Angaben über das Mafs des Krempungshalbmessers der Stirnplatten gemacht, so ist dieses zu 50 mm anzunehmen.

7. Vorstehende Ausführungen gelten nur für flufseiserne Wandungen.

Durch Stehbolzen oder Anker unterstützte Kupferplatten erhalten die folgenden Wanddicken, und zwar bei regelmäfsig verteilten Verankerungen:

$$s = 5{,}83\, c \sqrt{\frac{p}{K}\,(a^2 + b^2)}\,, \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (8)$$

bei unregelmäfsig verteilten Verankerungen (wie in Abb. 12):

$$s = 5{,}83\, c\, {}^1\!/_2\, (d_1 + d_2) \sqrt{\frac{p}{K}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (9)$$

Die Werte von K (Zugfestigkeit des Kupfers) sind aus Abschn. I, von c je nach der Art der Verankerung aus Ziff. 1 oder 2 dieses Abschnitts zu entnehmen.

Gekrempte ebene Böden.

Bezeichnet
s die Blechdicke in mm,
p den gröfsten Betriebsüberdruck in at,
r den Wölbungshalbmesser der Krempe in mm,
d den inneren Durchmesser des Bodens in mm,

Abb. 17.

dann ist

$$s = \frac{1}{98}\left[d - r\left(1 + \frac{2r}{d}\right)\right]\sqrt{p}\,. \quad . \quad . \quad (10)$$

oder

$$p = 9600\left[\frac{s}{d - r\left(1 + \frac{2r}{d}\right)}\right]^2 \quad . \quad . \quad (11)$$

Rohrplatten von Heizrohrkesseln.

1. Die aufserhalb des Rohrbündels liegenden Teile der Rohrplatte müssen nach den für ebene Wandungen geltenden Bestimmungen (Gleichungen 4 bis 9) verankert werden, falls die Gröfse der dem Dampfdrucke ausgesetzten Fläche die Verankerung fordert.

2. Die innerhalb des Rohrbündels liegenden Teile der Rohrplatte sind, wie folgt, zu bemessen:

a) bei Verwendung besonderer Anker oder mit Gewinde eingesetzter Ankerrohre sind die Gleichungen 4, 5, 8 oder 9 anzuwenden. Die Rohre können in diesem Falle einfach aufgewalzt sein, jedoch darf die Wandstärke der sicheren Befestigung der Rohre halber bei

Flufseisenplatten nicht unter $s = 5 + \frac{d}{8}$ für $d = 38$ bis etwa rund 100 mm,

bei Kupferplatten nicht unter $s = 10 + \frac{d}{5}$ für $d = 38$ bis etwa rund 75 mm

gewählt werden, worin d den äufseren Rohrdurchmesser an der Befestigungsstelle in mm bedeutet; ferner mufs der Mindestquerschnitt des Steges zwischen zwei Rohrlöchern betragen:
bei Flufseisenplatten 180 qmm für $d = 38$ mm,
zunehmend auf etwa das 2,5 fache für $d =$ rund 100 mm,
bei Kupferplatten 340 qmm für $d = 38$ mm,
zunehmend auf etwa das 2,5 fache für $d =$ rund 75 mm.

b) Bei nicht besonders verankerten Rohrwänden, deren Rohre jedoch beiderseits umgebördelt oder in kegelförmig sich nach aufsen erweiternden Löchern eingewalzt sind, ist Sicherheit gegen Herausziehen der Rohrenden zu erwarten, wenn die auf 1 cm Rohrumfang entfallende Belastung:

$$\sigma = \frac{p\,.\,\text{Fläche}\; a\,b\,c\,d\,e\,f\,g\,h\,i\,k\,l\,m}{\pi\, d} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

den Betrag von 25 kg nicht überschreitet, sachgemäfse Ausführung vorausgesetzt.

Bei nicht besonders verankerten Rohrwänden, deren Rohre in zylindrischen Löchern glatt eingewalzt sind, ist bei einer Beanspruchung bis zu 7 at Betriebsüberdruck gleichfalls der Betrag $\sigma = 25$ als zulässig zu erachten. Bei höheren Dampfspannungen darf jedoch σ den Betrag von 15 kg nicht überschreiten.

Wenn σ diese Beträge nicht überschreitet, bedarf es einer Berechnung des durch den Dampfdruck beanspruchten kleinen Feldes $a\,b\,c\,d\,e\,f\,g\,h\,i\,k\,l\,m$ nicht, sofern die in Ziff. a mit Rücksicht auf sichere Befestigung der Rohre geforderten Mindeststärken vorhanden sind.

Abb. 18.

In zweifelhaften Fällen kann dahingehende Prüfung durch die Gleichung

$$p = 360\left(1 - 0{,}7\,\frac{d}{e}\right)\left(\frac{s}{e}\right)^2 . \; k_b \; . \quad (13)$$

stattfinden. Hierin bedeuten

s die Plattendicke in mm,
p den gröfsten Betriebsüberdruck in at,
d den äufseren Rohrdurchmesser an der Befestigungsstelle in mm,
e die Seite des quadratischen Feldes in mm, welches durch die vier unterstützenden Rohre gebildet wird, oder das arithmetische Mittel aus den Seiten des Rechtecks, welches durch die vier Rohre bestimmt erscheint $\left(\text{in Abb. 18}\; e = \frac{\overline{op} + \overline{pq}}{2}\right)$,
k_b die eintretende Biegungsanstrengung des Plattenmaterials in kg/qmm, die bis zur Höhe $= \frac{\text{Zugfestigkeit}}{4{,}5}$ zulässig erscheint.

Wird die Beanspruchung nach Gleichung (13) zu grofs, oder überschreitet σ die vorgeschriebenen Werte, so sind Anker oder Ankerrohre anzuordnen.

Insbesondere sind Randrohre darauf zu prüfen, ob ihre Belastung innerhalb der als zulässig bezeichneten Grenzen bleibt; im verneinenden Falle ist ein Teil von ihnen nach Gleichung 4 als Ankerrohre auszubilden oder sonstige Verankerung anzuordnen.

3. Ist bei Feuerbüchsen die Decke nicht durch Anker oder in anderer Weise mit dem Kesselmantel verbunden, sondern durch Bügel- oder Deckenträger, welche auf den Rändern der Rohrplatten stehen, unterstützt, dann darf die Dicke der Rohrwand nicht geringer sein als

$$s = \frac{p \cdot w \cdot b}{1900\,(b-d)}, \qquad (14)$$

worin w die Weite der Feuerbüchse in mm (Abb. 21),
b die Entfernung der Rohre voneinander, von Mitte zu Mitte gemessen, in mm,
d den inneren Durchmesser der Rohre in mm

bedeuten.

VI. Berechnung der Blechdicken gewölbter voller Böden ohne Verankerung gegenüber innerem Ueberdrucke.

1. Bezeichnet
s die Blechdicke in mm,
p den gröfsten Betriebsüberdruck in at,
r den inneren Halbmesser in der Mitte der Wölbung in mm,
k die zulässige Belastung in kg/qmm,

so ist

$$s = \frac{p\,r}{200\,k} \quad \text{oder} \quad p = \frac{200\,s\,k}{r} \qquad (15)$$

2. Unter der Voraussetzung, dafs der Krempungshalbmesser ausreichend grofs gewählt wird, damit ein allmählicher Uebergang von dem zylindrischen Teile am Umfange des Bodens in den gewölbten mittleren Teil stattfindet, darf k gewählt werden
bis zu 5 kg/qmm für Schweifseisen,
„ „ 6,5 „ „ Flufseisen,
„ „ 4 „ „ Kupfer, sofern die Dampftemperatur 200° C nicht überschreitet.

VII. Berechnung der Blechdicken gewölbter Flammrohrböden mit Aushalsung oder Einhalsung für ein oder zwei Flammrohre.

Unter der Voraussetzung ausreichend grofser Krempungshalbmesser der Böden (VI. Ziff. 2) und ausreichend grofsen Abstandes der Flammrohre von den Krempen sowie unter der Voraussetzung der Verwendung elastischer Flammrohre in Richtung ihrer Achse, so dafs die Böden durch die Flammrohre keine erheblichen Zusatzspannungen erfahren, kann die Blechdicke der Böden bis auf weiteres nach der Gleichung (15) gerechnet und dabei k bis 7,5 kg/qmm gewählt werden.

VIII. Berechnung der Blechdicken von gewölbten Böden gegenüber äufserem Ueberdrucke.

1. Bezeichnet
r den äufseren Halbmesser der mittleren Wölbung in mm,
s die Stärke des Bodens in mm,
p_0 die Flüssigkeitspressung in at, bei welcher die Einbeulung zu erwarten steht,

so kann die durch

$$k_0 = \frac{1}{200}\,p_0\,\frac{r}{s} \qquad (16)$$

bestimmte Einbeulungsdruckspannung k_0 in kg/qmm aus der Gleichung

$$k_0 = A - B\sqrt{\frac{r}{s}} \qquad (17)$$

ermittelt werden, worin:
für kugelförmige, stark gehämmerte Kupferböden, welche aus dem Ganzen bestehen,
$A = 25{,}5$ $B = 1{,}2$,
für geglühte Flufseisenböden, welche aus dem Ganzen bestehen,
$A = 26$ $B = 1{,}15$,
für Flufseisenböden, welche aus einzelnen Segmenten mit Ueberlappungsnietung hergestellt sind,
$A = 24{,}5$ $B = 1{,}15$

zu setzen ist.

2. Als zulässige Materialanstrengungen können gemäfs der Gleichung

$$k = \frac{1}{200}\, p \frac{r}{s},$$

worin p den gröfsten Betriebsüberdruck in at bezeichnet, r und s die oben bezeichnete Bedeutung haben, für k nachstehende Werte als zulässig erachtet werden:

gegenüber Druck

für gehämmertes Kupfer bis 4 kg/qmm, sofern die Temperatur 200° C nicht überschreitet,

für geglühtes Flufseisen bis 6,5 kg/qmm,

gegenüber Einbeulung

bis 0,4 k_0 für beide Materialien

unter Bestimmung von k_0 aus Gleichung (17).

3. In bezug auf die Form der Böden gilt die Voraussetzung, dafs der Krempungshalbmesser eine solche Gröfse besitzt, wie erforderlich ist, damit der Uebergang von dem zylindrischen Teile am Umfange des Bodens in den gewölbten mittleren Teil ausreichend allmählich stattfindet.

IX. Schrauben und Verschraubungen.

1. Es ist zu unterscheiden zwischen Schrauben, welche für bearbeitete, und solchen, welche für unbearbeitete Flächen zur Verwendung kommen.

2. Bezeichnet

P den Gesamtdruck auf die gedrückte Fläche in kg,

P_1 den auf einen Schraubenkern entfallenden Teil des Gesamtdruckes P in kg,

k die Beanspruchung des Schraubenkerns in kg/qmm,

d den Durchmesser des Schraubenkerns in mm,

so ist

$$k = 1{,}27\, \frac{P_1}{d^2}, \quad \dots \dots \dots \dots \quad (18)$$

und ferner, gleichviel ob die Schrauben aus Schweifseisen oder aus Flufseisen hergestellt sind,

a) bei guten Schrauben, guter Bearbeitung der Flächen und weichem Dichtungsmateriale

$$d = 0{,}45 \sqrt{P_1} + 5 \quad \dots \dots \dots \dots \quad (19)$$

b) wenn den unter a) genannten Anforderungen weniger vollkommen entsprochen ist,

$$d = 0{,}55 \sqrt{P_1} + 5 \quad \dots \dots \dots \dots \quad (20)$$

3. Wird der Nachweis geliefert, dafs das Schraubenmaterial den in den Materialvorschriften für Landdampfkessel für das Nieteisen aufgestellten Anforderungen genügt, so kann der Koeffizient in Gleichung (19) bis auf 0,4 vermindert werden.

4. Die Gleichungen (19) und (20) liefern bei ihrer Anwendung auf das Whitworthsche System:

Aeufserer Durchmesser der Schraube		Kern-Durchmesser der Schraube	Zulässige Belastung der Schraube		
engl. "	mm	mm	Koeffizient 0,4	Koeffizient 0,45	Koeffizient 0,55
1/2	12,70	0,98	155 kg	122,5 kg	82 kg
5/8	15,88	12,93	393 „	310 „	208 „
3/4	19,05	15,80	729 „	576 „	386 „
7/8	21,23	18,62	1 159 „	916 „	613 „
1	25,40	21,34	1 660 „	1 318 „	883 „
1 1/8	28,57	23,93	2 440 „	1 770 „	1 185 „
1 1/4	31,75	27,10	3 053 „	2 412 „	1 614 „
1 3/8	34,92	29,51	3 755 „	2 967 „	1 986 „
1 1/2	38,10	32,69	4 792 „	3 785 „	2 535 „
1 5/8	41,27	34,77	5 539 „	4 377 „	2 930 „
1 3/4	44,45	37,95	6 785 „	5 361 „	3 589 „
1 7/8	47,62	40,41	7 837 „	6 192 „	4 145 „
2	50,80	43,59	9 308 „	7 355 „	4 922 „
2 1/4	57,15	49,02	12 111 „	9 569 „	6 406 „
2 1/2	63,50	55,37	15 857 „	12 528 „	8 387 „
2 3/4	69,85	60,55	19 286 „	15 237 „	10 201 „
3	76,20	66,90	23 947 „	18 923 „	12 667 „

5. Schrauben aus Flufseisen sollen kein scharfes, sondern möglichst abgerundetes Gewinde erhalten.

6. Schrauben aus Stahl, welcher härtbar ist, sind nicht zulässig.

7. Bei der Berechnung der Flanschenschrauben, sofern deren mehrere in unter sich gleichen Abständen zur Befestigung rechteckiger oder elliptischer Flächen verwendet werden, wie dies in nebenstehenden Abbildungen veranschaulicht ist, kann man annehmen, dafs, wenn

Abb. 19. Abb. 20.

r den geringsten Abstand der Schrauben vom Schwerpunkte der gedrückten, rechteckigen oder elliptischen Fläche in mm,

e die Schraubenteilung in mm

bezeichnet, die am stärksten belastete Schraube den Druck zu übertragen hat.

$$P_1 = \frac{Pe}{2\pi r} \quad \ldots\ldots \quad (21)$$

8. Wenn Biegungsspannungen von Erheblichkeit zu befürchten sind, wie namentlich bei unbearbeiteten Flächen, Durchbiegen der Flanschen, einseitig liegenden Dichtungen usw., ist ihnen bei der Bemessung der Schrauben besonders Rechnung zu tragen.

9. Die Flanschen sind so stark zu machen, dafs sie der Biegungsbeanspruchung sowie auch dem Durchbiegen sicher widerstehen können.

10. Schwächere Schrauben als solche von 16 mm äufserem Durchmesser sind tunlichst zu vermeiden; Schrauben unter 13 mm äufserem Durchmesser sind nicht zulässig.

X. Anker und Stehbolzen.

1. Die Beanspruchung soll

bei geschweifsten Ankern und Stehbolzen aus Schweifseisen . . 3,5 kg/qmm,
bei ungeschweifsten Ankern und Stehbolzen aus Schweifseisen . 5 „ ,
bei ungeschweifsten Ankern und Stehbolzen aus Flufseisen . . 6 „ ,
bei Ankern und Stehbolzen aus Kupfer für Dampftemperaturen bis 200° C. . . . . 4 „

nicht überschreiten.

2. Es empfiehlt sich, die mit Muttern versehenen Längsanker mit Gewinde in die Stirnplatten oder Rohrplatten einzuschrauben, aufserdem nicht nur aufsen, sondern auch innen mit Unterlegscheiben und mit Muttern zu versehen. Die Ankerröhren sind mit Gewinde einzuziehen und aufzuwalzen.

3. Die Länge der Eckanker soll so grofs wie irgend möglich sein.

4. Es empfiehlt sich, in Dampfkesseln mit Flammrohren diejenigen Niete, welche die Eckanker mit der Stirnplatte verbinden, mindestens 200 mm vom Flammrohrumfang abstehen zu lassen.

5. Der Querschnitt der Eckanker soll im Verhältnis ihrer Neigung zur Kesselachse gröfser werden als derjenige der Längsanker.

6 Die zur Befestigung der Eckanker dienenden Bolzen und Niete sind den wirkenden Kräften entsprechend reichlich zu bemessen.

7. Werden ebene Stirnwände durch Aufnieten von I-Trägern u. dgl. versteift, so sollen diese ihre Belastung möglichst unmittelbar auf den Kesselmantel übertragen.

8. Bei der Versteifung feuerberührter ebener Flächen durch Stehbolzen sollte der Stehbolzenabstand im allgemeinen nicht gröfser als 200 mm sein.

XI. Bügel- oder Deckenträger für Feuerbüchsdecken.

1. Die freitragenden, nicht aufgehängten Träger sind wie ein Balken zu berechnen, der auf die Entfernung l (Abb. 21) frei aufliegt und an den Stützstellen der Decke durch die Kräfte belastet wird, welche sich für die auf ihn entfallenden Deckenfelder (Abb. 23) ergeben.

2. Dabei ist die Tragfähigkeit des Deckenbleches an sich aufser Betracht gelassen. Die Abmessung c_1 bestimmt die Erstreckung desjenigen Teiles der Decke, welcher nach dem Rande zu seine Belastung auf den Randträger absetzt, im Durchschnitt c_1 etwa $= \frac{2}{3} x$.

3. Unter den in Abb. 21 bis 23 angenommenen Verhältnissen ergibt sich mit p als gröfstem Betriebsüberdrucke bei den 2 Randträgern:

für die die Stellen A belastende Kraft $P_a = \left(c_1 + \frac{c}{2}\right)\left(\frac{e_1}{2} + \frac{e}{2}\right)p,$

für die die Stellen B belastende Kraft $P_b = \left(c_1 + \frac{c}{2}\right)ep;$

Abb. 22.

Abb. 21.

bei den 2 Mittelträgern:

für die die Stellen A belastende Kraft

$$P_a = c\left(\frac{e_1}{2} + \frac{e}{2}\right)p,$$

für die die Stellen B belastende Kraft

$$P_b = c \cdot ep,$$

die Auflagerkraft an den Trägerenden:

$$R = P_a + P_b,$$

das gröfste biegende Moment im Querschnitte bei B und in den Querschnitten zwischen BB

$$M_b = R\left(\frac{l}{2} - \frac{e}{2}\right) - P_a \cdot e$$

Abb. 23.

und somit in

$$M_b \leqq \frac{\Theta}{e'} k_b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (22)$$

die Gleichung zur Berechnung des Trägerquerschnitts, worin bedeutet:

Θ dessen Trägheitsmoment,

e' den Abstand der am stärksten beanspruchten Faser von der Nullachse;

für rechteckigen Querschnitt, wie in Abb. 22 angenommen, ist

$$\frac{\Theta}{e'} = \frac{1}{6}\, 2\, b \cdot h^2 = \frac{1}{3}\, b \cdot h^2;$$

k_b die zulässige Biegungsanstrengung des Trägermaterials, welche für zähes Material (Schweifseisen, Flufseisen, Flufsstahl, Stahlgufs) zu $^1/_4$ der Zugfestigkeit in Rechnung gestellt werden darf. Falls ein Nachweis der Zugfestigkeit nicht vorliegt, kann für die genannten Materialien $k_b = 9$ kg/qmm eingeführt werden.

4. Werden die Deckenträger aufgehängt, so sind sie den veränderten Belastungsverhältnissen entsprechend zu berechnen.

XII. Mannlöcher und sonstige Ausschnitte.

1. Im allgemeinen sollen die ovalen Mannlöcher mindestens 300 × 400 mm weit sein; hiervon ist nur dann abzuweichen, wenn die Anbringung derart bemessener Mannlöcher mit Schwierigkeiten verknüpft ist. Die geringste zulässige Weite ist in diesem Ausnahmefalle 280 × 380 mm.

2. Die in den Dampfdom führenden Oeffnungen sind stets so zu bemessen, dafs das Innere des Domes sowie dessen Decken- und Randkrempen der Untersuchung zugänglich bleiben.

3. Verschlufsdeckel oder Mannlocheinfassungen (Rahmen) dürfen nicht aus Gufseisen oder Tempergufs hergestellt werden. Sie müssen so gestaltet sein, dafs die Packung nicht herausgedrückt werden kann.

4. Es empfiehlt sich, die Schraubenbolzen der Mannlochdeckel bei Kesseln für hohe Dampfspannung mit Gewinde einzusetzen und zu vernieten.

5. Die Ränder der Mannloch- und der sonstigen Ausschnitte sind stets dann wirksam zu versteifen, wenn durch das Einschneiden der Löcher eine unzulässige Verschwächung des Bleches gegenüber dem beabsichtigten Drucke eintritt, oder wenn zu befürchten steht, dafs das Blech durch das Anziehen der Bügel und dergleichen durchgespannt wird.

XIII. Allgemeines.

Kesselarbeit kann nur dann als beste angesehen und die Sicherheitskoeffizienten für die Festigkeit der Mantelbleche können nur dann nach Abschnitt III gewählt werden, wenn den folgenden Anforderungen entsprochen ist:

a) das Zurichten und Bearbeiten des Materials, wie Biegen und Bördeln der Bleche, das Bohren der Löcher usw., ist mit möglichster Vorsicht und in sachgemäfser Weise auszuführen. Nicht genau übereinanderliegende Nietlöcher sind durch Aufreiben nachzuarbeiten. Das Vernieten ist sorgfältig vorzunehmen, und beim Verstemmen ist zu beachten, dafs die Bleche nicht verletzt werden;
b) Bleche mit eingerissenen Kanten sowie fehlerhafte Niete sind zu entfernen und durch fehlerfreie zu ersetzen;
c) die Mantelbleche und Laschen zylindrischer Kessel aus Schweifseisen müssen mit der Längsfaser gebogen sein.

XIV. Schlufsbemerkung.

Ist es gegebenenfalls nicht möglich, auf dem Wege der Rechnung die Widerstandsfähigkeit eines Kessels oder einzelner Teile desselben festzustellen, so ist der Weg des Versuchs zu beschreiten.

Die Druckprobe wird in solchen Fällen zur Festigkeitsprobe und ist dann mit dem zweifachen Betrage des beabsichtigten Betriebsüberdrucks auszuführen.

Anm.: Zu diesen reichsgesetzlichen Bestimmungen haben einzelne Bundesstaaten besondere Ausführungsanweisungen erlassen. Für Preufsen gilt die Anweisung betreffend die Genehmigung und Untersuchung der Dampfkessel vom 16. Dezember 1909. (Carl Heymanns Verlag, Berlin.)

2. Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen,

aufgestellt vom Vereine deutscher Ingenieure, dem Internationalen Verbande der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine und dem Vereine deutscher Maschinenbauanstalten im Jahre 1899.

Einleitung.

Die folgende Zusammenstellung hat den Zweck, für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen Normen von allgemeiner Gültigkeit zu schaffen.

Es ist wünschenswert, durch Angabe der wichtigsten Verhältnisse der untersuchten Anlagen und der Umstände, unter denen die Ergebnisse erzielt worden sind, dahin zu wirken, dafs diese Ergebnisse nicht nur für den einzelnen Fall benutzt werden können, sondern auch allgemeinen Wert erhalten. Zu dem Zwecke ist es erforderlich, dafs alle Angaben einheitlich nach Mafsgabe der nachfolgenden Bestimmungen gemacht werden.

Mit der Ausführung derartiger Untersuchungen sind nur solche Personen zu beauftragen, welche die hierzu erforderliche Sachkenntnis und Uebung besitzen. Sie sollen mit Beachtung des jeweiligen Zweckes, der es in vielen Fällen nicht erfordern wird, dafs die hier betrachteten Untersuchungen sämtlich durchgeführt werden, einen Versuchsplan aufstellen, die zur Untersuchung dienenden Vorrichtungen auf ihre Brauchbarkeit prüfen und die Ergebnisse zusammenstellen.*) Ihren Arbeiten sind die folgenden Bestimmungen mit sinngemäfser Anwendung und Auswahl für den einzelnen Fall zugrunde zu legen.

*) Zu diesem Zwecke werden die den Normen beigefügten Vordrucke zur Anwendung empfohlen.

a) Allgemeine Bestimmungen.

1. Gegenstand der Untersuchungen.

1. Gegenstand der Untersuchung einer Dampfkesselanlage kann sein:
   a) die Menge des stündlich auf 1 qm Heizfläche erzeugten Dampfes;
   b) die Verdampfungszahl, d. h. die Anzahl der kg Wasser von bestimmter Temperatur, die durch 1 kg näher bezeichneten Brennstoffes in Dampf von gewisser Spannung und Temperatur verwandelt werden (Brennstoffverbrauch);
   c) der Wirkungsgrad der Dampfkesselanlage, d. h. das Verhältnis der an den Inhalt des Dampfkessels abgegebenen Wärmemenge zu dem Heizwerte des verbrauchten Brennstoffes;
   d) die einzelnen in der Dampfkesselanlage stattfindenden Wärmeverluste.

   Bemerkung. Bei Ueberhitzern und Vorwärmern, welche keinen Bestandteil des zu untersuchenden Dampfkessels bilden, jedoch von derselben Wärmequelle geheizt werden, sind auch deren Leistungen festzustellen, jedoch getrennt von denen des Dampfkessels.

2. Gegenstand der Untersuchung einer Dampfmaschine kann sein:
   a) die indizierte Arbeit und die Nutzarbeit;
   b) der mechanische Wirkungsgrad, d. h. das Verhältnis der Nutzarbeit zur indizierten Arbeit;
   c) der Dampfverbrauch für 1 Pferdestärken-Stunde (PS-st);
   d) der Wärmewert des für 1 PS-st verbrauchten Dampfes;
   e) die Schwankungen der Umlaufzahlen bei wechselnder Belastung.

   Bemerkung. Sollen Dampfkessel und Dampfmaschinen nicht nur in bezug auf ihre Leistung, sondern auch nach anderen Richtungen beurteilt werden, so ist die Anlage in ihren einzelnen Teilen einer besonderen Durchsicht zu unterwerfen. Die Rücksichten auf Dauerhaftigkeit und Betriebsicherheit bestimmen in erster Linie den hierbei anzulegenden Mafsstab. Bei Dampfmaschinen ist überdies dem Oelverbrauch Beachtung zu schenken.

2. Zahl und Dauer der Untersuchungen; zulässige Schwankungen.

3. Zahl und Dauer der Versuche haben sich nach dem Zwecke der Untersuchung zu richten und sind unter Berücksichtigung der Anlage und Betriebsverhältnisse — bei Versuchen von besonderer Wichtigkeit, deren Ergebnisse z. B. für die Abnahme, für Abzüge oder Prämien mafsgebend sind, auch nach der Bedeutung des damit verknüpften Interesses — gemäfs Nr. 4 bis 6 zu bemessen und vorher zu vereinbaren.

4. Um die zu untersuchende Anlage im Betriebe kennen zu lernen, die zur Verwendung kommenden Vorrichtungen zu prüfen und die Beobachter und Hülfskräfte anzuweisen, empfiehlt es sich, Vorversuche anzustellen.

5. Für Untersuchungen von besonderer Wichtigkeit sind mindestens zwei Versuche hintereinander auszuführen, die nur dann als gültig erachtet werden, wenn sie nicht durch Störungen unterbrochen worden sind, und wenn ihre Ergebnisse nicht um mehr voneinander abweichen, als unvermeidlichen Beobachtungsfehlern zugeschrieben werden darf. Aus den Versuchen mit annähernd gleichen Ergebnissen wird der Mittelwert als endgültig angenommen.

6. Handelt es sich um die Ermittlung des Brennstoffverbrauches, so ist ein Versuch von mindestens 10-stündiger Dauer, handelt es sich um die Menge des erzeugten oder verbrauchten Dampfes, so ist ein Versuch von mindestens 8-stündiger Dauer zu machen.

Eine kürzere Dauer — beim Brennstoffverbrauch von mindestens 8, beim Dampfverbrauch von mindestens 6 st — ist zulässig, wenn die zu untersuchende Anlage durchaus gleichmäfsig beansprucht wird.

Wird die Menge des erzeugten oder verbrauchten Dampfes durch Oberflächenkondensation festgestellt, so genügt ein kürzerer Versuch, dessen Dauer nach den Schwankungen des Betriebes zu bemessen ist.

Soll lediglich der mechanische Wirkungsgrad einer Dampfmaschine festgestellt werden, so genügen Versuche von kurzer Dauer.

Bei den vorstehenden Zeitangaben ist vorausgesetzt, dafs keine Unterbrechung oder Störung des Versuches stattfindet.

7. Wie weit von der zugesagten Leistung abgewichen werden darf, ohne die Zusage als verletzt erscheinen zu lassen, ist vor den Versuchen (sei es im Lieferungsvertrage, sei es bei Aufstellung des Versuchsplanes) zu vereinbaren. Ist keine andere Vereinbarung getroffen, so gilt die Zusage noch als erfüllt, wenn die durch den Versuch ermittelte Zahl um nicht mehr als 5 vH ungünstiger ist als die zugesicherte Zahl.

Innerhalb derselben Grenzen mufs der zugesicherte Verbrauch an Brennstoff oder Dampf auch dann noch innegehalten werden, wenn bei Schwankungen während des Versuches die Belastung der Dampfmaschine im Mittel während des ganzen Versuches um nicht mehr als ± 7,5 %, im einzelnen in der Regel um nicht mehr als ± 15 % von der dem zugesicherten Brennstoff- oder Dampfverbrauch zugrunde gelegten Beanspruchung oder Belastung abgewichen ist.

Sind gröfsere Schwankungen im einzelnen aufgetreten, so soll der Versuch nur dann als gültig betrachtet werden, wenn das Durchschnittsergebnis dadurch nicht wesentlich beeinflufst wird.

Bemerkung. Da es bei Leistungsversuchen oft nicht möglich ist, die Dampfmaschine mit derjenigen Nutzleistung arbeiten zu lassen, auf welche sich die im Vertrage ausgesprochene Zusage bezieht, so empfiehlt es sich, auch für gröfsere und kleinere Leistungen Zahlen des voraussichtlichen Dampfverbrauches in den Vertrag aufzunehmen. Dasselbe gilt sinngemäfs auch für Dampfkessel.

Versuche mit festgestelltem Regler sind zulässig; jedoch ist dies im Versuchsbericht zu erwähnen.

8. Unmittelbar nach Inbetriebnahme einer Anlage soll kein Abnahmeversuch ausgeführt werden; dem Lieferanten wird zu eigenen Vorversuchen und zu den etwa nötigen Verbesserungen eine Frist eingeräumt, deren Dauer und sonstige Bedingungen möglichst bei Abfassung des Lieferungsvertrages festzustellen sind.

3. Mafse und Gewichte für die Berechnungen.

9. Alle Wärmemessungen (Wärmeeinheiten, Temperaturen) beziehen sich auf das 100-teilige Thermometer (Celsius).

10. Ist ohne nähere Angabe vom Dampfdruck die Rede, so ist darunter stets der Ueberdruck über den Druck der Atmosphäre zu verstehen.

Spannungen, welche geringer sind als der Druck der Atmosphäre, werden als Vakuum angegeben. Man versteht unter Vakuum den Unterschied zwischen der atmosphärischen und der zu messenden Spannung, beide von 0 an gerechnet.

Die Mafseinheit für den Ueberdruck und für das Vakuum ist der Druck von 1 kg auf 1 qcm oder die metrische Atmosphäre.

Die absolute Dampfspannung erhält man, wenn man zum jeweiligen atmosphärischen Druck den Ueberdruck hinzurechnet, bzw. vom atmosphärischen Druck das Vakuum abzieht.

11. Die Zugstärke wird in mm Wassersäule angegeben.

12. Unter Heizfläche ist bei Dampfkesseln der Flächeninhalt der einerseits von den Heizgasen, anderseits vom Wasser berührten Wandungen zu verstehen. Sind noch andere Wandungen vorhanden, durch welche Wärme in den Dampfkessel übergeht, und sollen sie berücksichtigt werden, so ist deren von Heizgasen bespülte Fläche besonders anzugeben.

Alle Heizflächen sind auf der Feuerseite zu messen.

13. Der Heizwert ist auf 1 kg ursprünglichen Brennstoffes (ohne Abzug von Asche, Feuchtigkeit usw.), bezogen in WE, anzugeben. Die Berechnung geschieht unter der Voraussetzung, dafs der im Brennstoff enthaltene Wasserstoff zu dampfförmigem Wasser verbrennt, und dafs auch die Feuchtigkeit des Brennstoffes dampfförmig wird.

14. Die Verdampfung durch 1 kg ursprünglichen Brennstoffes und die Verdampfung auf 1 qm Heizfläche sind auf Wasser von 0° und gesättigten Dampf von 100° (637 WE) *) berechnet anzugeben.**) Vgl. auch S. 34.

15. Die für die Beurteilung der Dampfmaschine mafsgebenden Spannungen und Temperaturen des einströmenden Dampfes sind unmittelbar vor dem Eintritt in die Dampfmaschine, diejenigen des ausströmenden Dampfes im Ausströmrohr unmittelbar nach dem Austritt aus dem Dampfzylinder zu messen.

16. Für die Leistung einer Dampfmaschine gilt als Mafseinheit die Pferdestärke gleich 75 Sekundenmeterkilogramm. Falls keine weitere Bezeichnung angegeben ist, versteht man darunter stets die Nutzleistung. Soll die indizierte Leistung gemeint sein, so ist dies ausdrücklich auszusprechen. Die Angabe des Dampfverbrauches dagegen bezieht sich, wenn nicht anders bestimmt ist, auf die indizierte Leistung.

Die Angabe in nominellen Pferdestärken ist unstatthaft.

17. Als Mafs für die Nutzleistung der Dampfmaschine wird der Unterschied zwischen der indizierten Leistung bei der jeweiligen Belastung (N_i) und der Leistung beim Leerlauf (N_l), als Mafs für den mechanischen Wirkungsgrad das Verhältnis dieses Unterschiedes zur indizierten Leistung angesehen.

$$\left(\frac{N_i - N_l}{N_i}\right).$$

*) Nach neueren Forschungen 639,7.

**) I. Bd., Abschn. Wärme.

Hinsichtlich strenger Bestimmung der Nutzleistung und des mechanischen Wirkungsgrades vrgl. Nr. 36.

18. Ist der Wärmewert des für 1 PS-st verbrauchten Dampfes zu berechnen, so gilt 0° als Anfangstemperatur des Speisewassers.

b) Ausführung der Untersuchungen.

19. Zu Anfang und zu Ende jedes Versuches sollen überall gleiche Verhältnisse vorhanden sein; Dampfkessel und Dampfmaschine sollen sich während des ganzen Versuches im Beharrungszustande befinden.

20. Handelt es sich um die Bestimmung des erzeugten oder des verbrauchten Dampfes, so sind alle für den Versuch nicht zur Anwendung kommenden Dampf- und Wasserrohre vom Versuchskessel und der Versuchsmaschine abzusperren, am besten mittels Blindflansche, die möglichst nahe am Dampfkessel und der Dampfmaschine anzubringen sind.

1. Untersuchung einer Dampfkesselanlage.

21. Art, Zahl und Dauer der Versuche sind nach Mafsgabe der „Allgemeinen Bestimmungen" (Nr. 1 bis 8) zu vereinbaren.

22. Die Konstruktions- und Betriebsverhältnisse der Dampfkesselanlage sind möglichst vollständig anzugeben und durch Zeichnung zu erläutern; insbesondere sollen bei vollständigen Untersuchungen in diesen Angaben enthalten sein:

a) die Heizfläche des Dampfkessels gemäfs Nr. 12;
b) die von Heizgasen bespülten Ueberhitzer- und Vorwärmer-Heizflächen;
c) der Inhalt des Wasser- und Dampfraumes, der Speisewasservorwärmer und der von den Heizgasen geheizten Dampfüberhitzer;
d) die Verdampfungsoberfläche;

Bemerkung. Die vorstehenden Angaben, insofern sie vom Wasserstand beeinflufst werden, müssen dem bei der Untersuchung tatsächlich beobachteten Wasserstande entsprechen.

e) die gesamte und die freie Rostfläche; die Gröfse etwaiger Schwelplatten ist besonders anzugeben;
f) der Querschnitt der Feuerzüge an den wesentlichen Stellen;
g) der mittlere Zugquerschnitt der sämtlichen für den Versuch in Betracht kommenden Absperrvorrichtungen während des Versuches;
h) die Höhe des Schornsteines (von der Rostfläche aus gemessen) und dessen Querschnitt an der Ausmündung oder an der engsten Stelle.

23. Vor dem Versuche ist der Dampfkessel zu reinigen, innerlich und äufserlich zu untersuchen, auf seine Dichtigkeit zu prüfen und in ordnungsmäfsigen Zustand zu bringen.

24. Bei Beginn des Versuches mufs sich der Dampfkessel tunlichst im Beharrungszustande befinden; er mufs deshalb nach der Reinigung, bevor der Versuch beginnt, je nach seiner Beschaffenheit einen oder mehrere Tage im normalen Betriebe gewesen sein, u. zw. mit demselben Brennstoff und derselben Beanspruchung wie während des Versuches.

25. Wasserstand und Dampfdruck sollen während des ganzen Versuches möglichst auf gleicher Höhe erhalten werden; sie werden zu Anfang und zu Ende sowie während des Versuches viertelstündlich vermerkt. Falls Ueberhitzer vorhanden, sind die Temperaturen der Gase vor und hinter dem Ueberhitzer, diejenigen des Dampfes dicht hinter dem Ueberhitzer viertelstündlich festzustellen.

Bemerkung. Geringe Abweichungen des Wasserstandes oder des Dampfdruckes am Ende des Versuches sind, falls sie sich nicht vermeiden lassen, nach ihrem Wärmewerte entsprechend den Spannungen am Anfang und am Ende des Versuches in Rechnung zu ziehen.

Besondere Sorgfalt verlangen in dieser Beziehung die Wasserrohrkessel und ähnliche Konstruktionen mit stark schwankendem Wasserspiegel, bei denen aufserdem während der Dampfentwicklung die Wassermasse durch die im Wasser enthaltenen Dampfblasen erheblich vergröfsert erscheint.

26. Das Speisewasser wird entweder gewogen oder nach seinem Rauminhalt in geeichten Gefäfsen gemessen; im letzteren Falle ist der Inhalt der Gefäfse nach der Temperatur des Wassers zu berichtigen. Bei Versuchen von besonderer Wichtigkeit ist nur Wägung zulässig.

Die Speisungen müssen regelmäfsig und womöglich ununterbrochen geschehen; ist ununterbrochene Speisung nicht möglich, so sind mindestens 10 min vor Beginn und ebenso vor Schlufs des Versuches Speisungen zu vermeiden.

Die Temperatur des Speisewassers wird im Behälter, aus welchem gespeist wird, gemessen, bei genauen Versuchen je nach Umständen auch kurz vor dem Eintritt in den Dampfkessel, u. zw. bei jeder Speisung, mindestens aber halbstündlich.

Die Speisung durch Injektoren ist bei genauen Leistungsversuchen an Dampfkesseln unstatthaft.

Es ist unzulässig, zur Speisung Dampfpumpen zu verwenden, deren Abdampf mit dem Speisewasser in Berührung kommt, es sei denn, dafs die dem Speisewasser auf diese Weise zugeführte Wärme- und Wassermenge genau bestimmt werden kann.

Alles Leckwasser an den Ausrüstungsstellen sowie etwa an ihnen ausgeblasenes Wasser ist aufzufangen und in Rechnung zu bringen.

27. Versuche, bei welchen nachweisbar erhebliche Wassermengen durch den Dampf mitgerissen werden, sind ungenau, solange nicht Verfahren und Vorrichtungen bekannt sind, welche es möglich machen, diese Wassermengen genau zu ermitteln.

28. Zum Beginne des Versuches mufs das Feuer in einen normalen Zustand der Beschickung und Reinigung gebracht, Asche und Schlacke aus dem Aschenfall entfernt werden; ist es nicht möglich, den Aschenfall zu entleeren (Schrägrostfeuerungen), so sind die Rückstände darin vor und nach dem Versuche bis auf eine bestimmte Höhe zu bringen und abzugleichen In demselben Zustande wie beim Beginn mufs sich das Feuer am Ende des Versuches befinden. Die Dauer und der Brennstoffverbrauch des Anheizens werden vermerkt, bleiben aber aufser Berechnung.

Der während des Versuches zur Verwendung kommende Brennstoff ist zu wägen.

29. Um eine richtige Durchschnittsprobe dieses Brennstoffes zu erlangen, kann man in folgender Weise verfahren. Von jeder Ladung (Karre, Korb u. drgl.) des zugeführten Brennstoffes wird eine Schaufel voll in ein mit einem Deckel versehenes Gefäfs geworfen. Sofort nach Beendigung des Verdampfungsversuches wird der Inhalt des Gefäfses zerkleinert, gemischt, quadratisch ausgebreitet und durch die beiden Diagonalen in vier Teile geteilt. Zwei einander gegenüberliegende Teile werden fortgenommen, die beiden anderen wieder zerkleinert, gemischt und geteilt. In dieser Weise wird fortgefahren, bis eine Probemenge von etwa 10 kg übrigbleibt, welche in gut verschlossenen Gefäfsen zur Untersuchung gebracht wird. Aufserdem ist während des Versuches eine Anzahl von Proben in luftdicht verschliefsbare Gefäfse zu füllen (Feuchtigkeitsproben).

30. Die Zusammensetzung des Brennstoffes ist durch chemische Analyse zu ermitteln. Es soll der Gehalt an Kohlenstoff (C), Wasserstoff (H), Sauerstoff (O), Schwefel (S), Asche (A) und Wasser (W) in vH des Brennstoffgewichtes angegeben werden. Der Gehalt des Brennstoffes an Stickstoff (N) kann unberücksichtigt bleiben. Das Verhalten in der Hitze ist durch Verkokungsprobe zu ermitteln.

31. Der Heizwert des Brennstoffes ist kalorimetrisch zu ermitteln.

> Bemerkung. Auf Grund der chemischen Analyse kann der Heizwert von Steinkohlen und Braunkohlen angenähert mittels der sogenannten Verbandsformel
>
> $$81\,C + 290\left(H - \frac{O}{8}\right) + 25\,S - 6\,W$$
>
> berechnet werden.

32. Die Temperatur der abziehenden Heizgase wird an der Stelle, wo sie den Kessel verlassen, jedenfalls aber vor dem Schieber, durch Quecksilberthermometer oder thermoelektrische Pyrometer gemessen. Diese Geräte sind mit sorgfältiger Abdichtung in den Rauchkanal so einzusetzen, dafs sich die Quecksilberkugel oder die Lötstelle mitten im Gasstrome befindet. Die Ablesungen erfolgen möglichst oft, längstens aber viertelstündlich, u. zw. womöglich bei Entnahme der Gasproben.

Die Temperatur der in die Feuerung tretenden Luft wird nahe der Feuerung gemessen, wobei das Thermometer vor Wärmestrahlung zu schützen ist. Aus den einzelnen Ablesungen wird das Mittel genommen.

33. Während des Heizversuches werden entweder ununterbrochen oder in gleichmäfsigen Zwischenräumen möglichst oft, längstens aber alle 20 min, durch ein luftdicht neben dem Thermometer eingesetztes Rohr, dessen untere Mündung mitten in den Gasstrom reicht, Gasproben entnommen. Der Gehalt an Kohlensäure ist regelmäfsig zu bestimmen. Vollständige Untersuchungen der Heizgase auf Kohlensäure, Sauerstoff, Kohlenoxyd und Stickstoff sind nach Bedarf vorzunehmen. Hierzu dienen am besten Durchschnittsproben, welche mittels gleichmäfsig saugender Aspiratoren entnommen werden.

Soll der Verlust durch unvollständig verbrannte Gase festgestellt werden, so ist die Zusammensetzung der Gase nach genauen Verfahren festzustellen, da hierfür die üblichen Verfahren der technischen Gasanalyse nicht ausreichen.

Um zu ermitteln, wieviel Luft in die Feuerzüge eindringt, können an verschiedenen Stellen derselben Gasproben entnommen und auf ihren Gehalt an Kohlensäure und Sauerstoff untersucht werden.

Bemerkung. Auf einfache Weise kann man in der Regel starke Undichtheiten des Mauerwerkes nachweisen, indem man den im Betriebe befindlichen Rost mit stark rauchendem Brennstoffe beschickt und hierauf den Zugschieber schliefst, oder auch, indem man beobachtet, ob die Flamme eines an dem Kesselmauerwerk entlang bewegten Lichtes angesaugt wird.

Für die Berechnung der Wärme, die in den abziehenden Heizgasen verloren geht, ist die Zusammensetzung derjenigen Heizgase mafsgebend, die neben dem Thermometer entnommen sind.

2. Untersuchung einer Dampfmaschinenanlage.

34. Art, Zahl und Dauer der Versuche sind nach Mafsgabe der „Allgemeinen Bestimmungen" (Nr. 1 bis 8) zu vereinbaren.

35. Die Konstruktions- und Betriebsverhältnisse der Dampfmaschine sind möglichst vollständig anzugeben und durch Zeichnung zu erläutern; insbesondere sollen bei vollständigen Untersuchungen in diesen Angaben enthalten sein:

a) die Bauart der Maschine, Beschreibung und Zeichnung ihrer Hauptteile; die Abmessungen der Zylinder; die Gröfse der schädlichen Räume; der Kolbenhub und sonstige in Betracht kommende Abmessungen;
b) die normale Umlaufzahl, deren zulässige Schwankungen und der Ungleichförmigkeitsgrad;
c) die Spannung und die Temperatur des Dampfes, mit dem die Dampfmaschine arbeiten soll, und die höchste Spannung, für die sie gebaut ist;
d) die Leistung, auf welche sich der zugesagte Dampfverbrauch und der mechanische Wirkungsgrad beziehen, die zugesagte gröfste Leistung und die entsprechenden Füllungsgrade;
e) der für die indizierte oder für die Nutzleistung zugesagte Dampfverbrauch;
f) die im Vertrage vorausgesetzte Temperatur und Menge des Einspritz- oder Kühlwassers und das dieser Voraussetzung entsprechende Vakuum.

Im Sinne des Absatzes 2 der Einleitung liegt es aufserdem, die Länge und den Durchmesser der Dampf-Zu- und -Ableitungsrohre, die Entwässerungsvorrichtung, die Weite der Dampfkanäle, die Abmessungen der Luftpumpen sowie die Bauart und die Betriebsverhältnisse der Dampfkesselanlage anzugeben.

36. Eine strenge Ermittlung der wirklichen Nutzleistung und damit der sog. zusätzlichen Reibung ist nur mittels der Bremse möglich; jedoch ist dieses Verfahren bei gröfseren Maschinen schwierig und mit Gefahren verknüpft und deshalb nur ausnahmsweise anzuwenden. (Vrgl. Nr. 17.)

Ist eine Dynamomaschine mit der Dampfmaschine unmittelbar gekuppelt, so kann aus der dem Anker der Dynamomaschine entnommenen elektrischen Arbeit die Nutzarbeit der Dampfmaschine bestimmt werden, falls der Wirkungsgrad des Ankers der Dynamomaschine unter den obwaltenden Temperatur- und Belastungsverhältnissen genau bekannt ist.

Die Geräte, mit denen die elektrischen Messungen vorgenommen werden, müssen geeicht sein.

37. Die Indikatoren sind möglichst unmittelbar am Zylinder ohne lange und scharf gekrümmte Zwischenleitungen anzubringen, u. zw. an jedem Zylinderende ein Indikator. Zu dem Zwecke ist jedes Zylinderende mit einer Bohrung für 1 " Whitworth zu versehen.

Die Indikatoren und ihre Federn sind vor und nach dem Versuch entweder durch unmittelbare Belastung oder an offenen Quecksilber- bzw. Eichmanometern bei einer der mittleren Dampfspannung des Versuches entsprechenden Temperatur zu prüfen. Ergeben sich Unterschiede, so ist der Mittelwert mafsgebend. Sind tägliche Federprüfungen während der Versuchszeit ausführbar, so sind diese vorzuziehen.

Die Mafsstäbe sehr schwacher Vakuumfedern sind in derselben Lage zur Wagerechten zu berichtigen, welche sie während des Versuches innehaben.

38. Bei Leistungsversuchen, die zur Ermittlung des Dampfverbrauches dienen, sind folgende Regeln zu beobachten:

Der Versuch soll nicht eher beginnen, als bis in der Maschine und in den Mefsgeräten Beharrungszustand bezüglich der Kräfte und Temperaturen eingetreten ist.

Erstreckt sich der Versuch bei regelmäfsigem Fabrikbetriebe auf die Dauer eines Arbeitstages, so sind die erste und die letzte Stunde des Arbeitstages von der eigentlichen Versuchszeit auszuschliefsen; ebenso die Tage vor und nach Sonn- und Feiertagen.

Dampfspannung, Belastung der Maschine und Ueberhitzungstemperatur (Bemerkung zu Nr. 40) müssen während der Versuchsdauer möglichst gleichmäfsig erhalten werden;

erforderlichenfalls ist die Gleichmäfsigkeit der Belastung künstlich herzustellen (Nr. 7).

Die Umlaufzahl der Maschine wird durch Hubzähler gemessen und stündlich vermerkt. Bei wechselnder Belastung empfiehlt es sich, die Schwankungen der Umlaufzahl mit Hülfe eines Tachygraphen oder dgl. zu ermitteln.

In regelmäfsigen Zwischenräumen (alle 10 bis 20 min) werden der Wasserstand und die Spannung im Kessel, die Spannung und, falls der Dampf überhitzt ist, die Temperatur unmittelbar vor der Maschine, die Spannungen in den Zwischenbehältern, im Ausströmrohr unmittelbar hinter dem Dampfzylinder und im Kondensator, aufserdem die Temperaturen des Einspritz- oder Kühlwassers sowie des ausfliefsenden Kondensationswassers vermerkt. Der Barometerstand ist, gebotenenfalls mehrmals, zu verzeichnen, und ebenso, falls ein Gradierwerk benutzt wird, die Temperatur und der Feuchtigkeitsgrad der Luft.

Während des Versuches sind alle 10 bis 20 min (womöglich gleichzeitig mit den soeben genannten Ablesungen) Diagramme an jedem Zylinderende abzunehmen, bei starken Schwankungen der Belastung tunlichst noch öfter. Die Diagramme erhalten Ordnungsnummern und Angaben über die Zeit der Entnahme.

Die Diagrammflächen werden mit Hülfe eines Polarplanimeters oder in anderer zuverlässiger Weise ausgerechnet, u. zw. der Sicherheit wegen wiederholt.

Der Durchmesser des Dampfzylinders (in möglichst betriebswarmem Zustand) und der Kolbenhub sind zu messen, der Querschnitt der Kolbenstange in Rechnung zu nehmen.

39. Der Dampfverbrauch wird durch das in den Dampfkessel gespeiste Wasser gewogen oder gemessen (Nr. 26). Es ist unzulässig, zur Speisung Dampfpumpen zu verwenden, welche ihren Dampf demselben Dampfkessel entnehmen wie die zu untersuchende Dampfmaschine, oder deren Abdampf mit dem Speisewasser in unmittelbare Berührung kommt, es sei denn, dafs der Dampfverbrauch dieser Pumpen genau ermittelt werden kann.

Bei Oberflächenkondensation kann der Dampfverbrauch der Dampfmaschine durch das Gewicht des niedergeschlagenen Dampfes festgestellt werden.

Die Berechnung des Dampfverbrauches aus dem Diagramm ergibt kein richtiges Mafs dieses Verbrauches und ist deshalb unstatthaft.

Das in der Dampfleitung niedergeschlagene Wasser mufs vor dem Eintritt in die Maschine abgefangen und von der Speisewassermenge abgezogen werden.

Das innerhalb der Maschine (Zwischenbehälter, Mantel usw.) niedergeschlagene Wasser gehört zum Verbrauch der Maschine und soll möglichst an jeder Entnahmestelle getrennt bestimmt werden.

> Bemerkung. Die Vorrichtungen zum Abfangen des niedergeschlagenen Wassers (Kühlschlangen u. dgl.) sind derart einzurichten, dafs Verluste durch Wiederverdampfung vermieden werden; zu dem Ende soll es in diesen Vorrichtungen auf mindestens 40° abgekühlt werden.

40. Bedeutet t_1 die Sättigungstemperatur, die zum Drucke des einströmenden Dampfes unmittelbar vor der Dampfmaschine gehört, t_1' die Temperatur des überhitzten Dampfes an derselben Stelle, so ist der Wärmewert von 1 kg des verbrauchten Dampfes (Nr. 18) ausgedrückt durch $606{,}5 + 0{,}305\, t_1 + 0{,}48$ *) $(t_1' - t_1)$ WE.

Hiernach ermittelt sich der Wärmewert des für 1 Ps-st verbrauchten Dampfes.

> Bemerkung. Bei Ermittlung der Temperatur des überhitzten Dampfes ist darauf zu achten, dafs der Siedepunkt der Flüssigkeit, in welche das Thermometer eintaucht, höher liegt als die zu messende Temperatur des Dampfes.

41. Die Dichtheit der Kolben, Dampfmäntel, Schieber und Ventile usw. ist nicht durch Indikatormessungen zu prüfen, sondern durch besondere Versuche an der betriebswarmen Maschine, derart, dafs die eine Seite des Kolbens, Ventils usw. bei abgespreiztem Schwungrade mit Dampf belastet wird. Diese Belastung geschieht bei normalem Dampfdruck, und die betreffenden Dichtungsflächen sind für undicht zu erachten, wenn der Dampf in anderer Form als in der von feinem Nebel oder Wasserperlen auf der anderen Seite zum Vorschein kommt.

3. Bestimmung der Wärmeverluste einer Dampfkesselanlage.

(Vgl. auch I. Bd. Abschn. Wärme.)

Der weitergehenden wissenschaftlichen Verwertung der Versuchsergebnisse zur Bestimmung der Wärme- und Arbeitsverluste dienen die folgenden Bemerkungen.

*) Man rechnet neuerdings meistens mit 0,54.

a) Der Wärmeverlust, welcher dadurch entsteht, dafs die Heizgase den Dampfkessel mit der Temperatur T verlassen, welche höher ist als die Temperatur t der Aufsenluft, berechnet sich aus der Menge ihrer Bestandteile, ihrer spez. Wärme und dem Unterschiede $T - t$.

Die Heizgasmenge aus 1 kg verheizten Brennstoffes wird aus der Zusammensetzung des Brennstoffes und dem Kohlensäuregehalt der Heizgase in folgender Weise berechnet:

Ist C der Kohlenstoffgehalt des Brennstoffes und k der Kohlensäuregehalt der Heizgase, so liefert 1 kg Brennstoff $\frac{C}{0{,}536\,k}$ cbm Heizgas (ohne Wasserdampf) von 0° und 760 mm Barometerstand.

Bemerkung. Die grofsen Buchstaben bedeuten Gewichtsteile in Prozent des Brennstoffes, die kleinen Buchstaben Raumteile in Prozent der Heizgase.

Das Gewicht des bei der Verbrennung entstandenen Wasserdampfes ist $\frac{9\,H + W}{100}$, worin H den Gehalt an Wasserstoff und W den Gehalt an Wasser im Brennstoff bedeutet.

Bemerkung. Der Rauminhalt des Wasserdampfes bei 0° und 760 mm Barometerstand ist

$$\frac{9\,H + W}{0{,}804 \cdot 100}.$$

Der Gesamtrauminhalt des aus 1 kg Brennstoff entstandenen Gasgemenges ist also

$$\frac{C}{0{,}536\,k} + \frac{9\,H + W}{0{,}804 \cdot 100} \text{ cbm}$$

bei 0° und 760 mm Barometerstand.

Nimmt man 0,32 als mittlere spez. Wärme für 1 cbm Heizgas (Wärmekapazität) und 0,48 als spez. Wärme für 1 kg Wasserdampf an, so ist der Wärmeverlust durch die Heizgase für 1 kg Brennstoff

$$V = \left(0{,}32\,\frac{C}{0{,}536\,k} + 0{,}48\,\frac{9\,H + W}{100}\right)(T - t) \text{ WE.}$$

Bemerkung. Die zur Verbrennung von 1 kg Brennstoff erforderliche Luftmenge berechnet sich wie folgt:

1 kg Brennstoff, welcher aus C kg Kohlenstoff, H kg Wasserstoff, S kg Schwefel und O kg Sauerstoff besteht, erfordert

$$\left(\frac{8}{3}\,C + 8\,H + S - O\right)\frac{100}{23} = L \text{ kg Luft}$$

und damit $\frac{L}{1{,}29} = L_1$ cbm Luft.

Haben die Gasanalysen aufser k Raumteilen Kohlensäure o Raumteile Sauerstoff und n Raumteile Stickstoff ergeben, so ist das Verhältnis der gebrauchten Luftmenge zu der theoretisch erforderlichen $(v:1)$, die sog. Luftüberschufszahl

$$\frac{21}{21 - 79\,\frac{o}{n}}.$$

Abb. 88.

Schornsteinverluste

b) Der Wärmeverlust durch Unverbranntes in den Herdrückständen (Schlacke und Asche) wird in folgender Weise ermittelt: Nach Beendigung des Versuches wird das Gewicht der trockenen Verbrennungsrückstände bestimmt und in einer Durchschnittsprobe der Gehalt an unverbrannten Bestandteilen festgestellt. Das „Verbrennliche“ in den Herdrückständen wird hier als Kohlenstoff mit 8100 WE in 1 kg in Rechnung gesetzt.

Der Wärmeverlust durch Entfernen heifser Schlacken aus dem Verbrennungsraum ist gering und kann vernachlässigt werden.

Bemerkung. Der Wärmeverlust durch unverbrannte Gase und Rufs kann bei qualmender Feuerung bedeutend sein; soll er bestimmt werden, so ist der Gehalt an unverbrannten Bestandteilen nach bekannten Verfahren zu ermitteln und in Rechnung zu stellen.

c) Zur Aufstellung der Wärmebilanz sind die vorstehend im einzelnen ermittelten Wärmeverluste sowie die an das Wasser im Dampfkessel abgegebene Wärmemenge in Prozent des kalorimetrisch ermittelten Heizwertes anzugeben. Was an 100 fehlt, stellt, abgesehen von unvermeidlichen Versuchsfehlern, den Verlust durch Strahlung und Leitung sowie durch unverbrannte Gase und Rufs dar.

4. Beispiel eines Verdampfungsversuches.

Versuch an einem Wasserrohrkessel von 305 qm Hzfl., 8,16 qm Rstfl., 100 qm Ueberhitzerhzfl., 185 qm Ekonmshzfl.

I. Versuchs-Notierungen.

1.	Dauer des Versuches	Minuten	593
2.	Gesamt-Kohlenverbrauch	kg	11 236
3.	Rückstände an Asche und Schlacke	%	9,50
4.	Gesamt-Speisewasserverbrauch	kg	77 000
5.	Mittlere Dampfspannung	Atm.-Uebdck.	12,5
6.	„ Temperatur des Speisewassers vor dem Ekonomiser	°C	11
7.	„ „ „ „ hinter „ „	„	88
8.	„ „ „ überhitzten Dampfes	„	304
9.	„ „ der Zugluft (Kesselhaustemperatur)	„	20
10.	„ „ „ Feuergase im Feuerraum	„	1160
11.	„ „ „ „ vor dem Ueberhitzer	„	582
12.	„ „ „ „ hinter „ „	„	487
13.	„ „ „ „ vor dem Ekonomiser	„	352
14.	„ „ „ „ hinter „ „	„	245
15.	Mittlerer CO_2-Gehalt der Gase am Schieber	%	12,6
16.	„ O-Gehalt der Gase am Schieber	„	6,8
17.	Zugstärke über dem Rost	mm W.-S.	5
18.	„ am Schieber	„	18

II. Leistung und Ausnutzung.

1.	Kohlenverbrauch für 1 st	kg	1135
2.	„ „ „ und 1 qm Rstfl. (Rostbeanspruchung)	„	139
3.	Dampferzeugung „ „	„	7791
4.	„ „ „ und 1 qm Hzfl. (Kesselbeanspruchung)	„	25,56
5.	Brutto-Verdampfung, 1 kg Kohle erzeugt Dampf	„	6,86
6.	Gesamt-Wärme für 1 kg Sattdampf*)	WE	669
7.	Temperatur des Sattdampfes	°C	192
8.	Die Ueberhitzung beträgt 304 — 192	„	112
9.	Spez. Wärme des Dampfes	„	0,54
10.	Gesamt-Wärme für 1 kg Heifsdampf	„	729
11.	Nutzbar gewonnene Wärmemenge für 1 kg Dampf — Ekonomiser	88 — 11 = WE	77
12.	Nutzbar gewonnene Wärmemenge für 1 kg Dampf — Kessel	669 — 88 =	581
13.	Nutzbar gewonnene Wärmemenge für 1 kg Dampf — Ueberhitzer	112 . 0,54 =	60
14.	Dampf insgesamt	WE	718
15.	Nutzbar gewonnene Wärme für 1 kg Kohle	6,86 × 718 =	4925
16.	Kalorimetrischer Heizwert der Kohle für 1 kg	WE =	6121
17.	Nutzeffekt $\frac{4925}{6121}$	% =	80,5
18.	Netto-Verdampfung — bez. auf H_2O von 0° Dampf von 100°		7,71
19.	Normal-Dampf für 1 st und qm Hzfl. — bez. auf H_2O von 0° Dampf von 100°		28,73

* Neue Tafeln und Diagramme für Wasserdampf von Dr. Mollier.

III. Wärmebilanz.

1. Im Dampf nutzbar gewonnen	4925 WE	=	80,5 %
2. Schornsteinverlust	722 „	=	11,8 „
3. Restverluste	474 „	=	7,7 „
4. Heizwert der Kohle	6121 WE	=	100,0 %

5. Bestimmung der Arbeitsverluste einer Dampfmaschine.

(Vgl. auch I. Bd., Abschn. Wärme.)

Die Bestimmung der Arbeitsverluste einer Dampfmaschine kann in folgender Weise geschehen.

Es bedeutet

p_1 den Druck des einströmenden Dampfes unmittelbar vor der Maschine in kg/qcm abs.,
T_1' die zugehörige absolute Temperatur im Falle überhitzten Dampfes,
x_1 die zugehörige spez. Dampfmenge im Falle gesättigten Dampfes in kg,
v_1 das zugehörige spez. Volumen in cbm,
u_1 das zugehörige Volumen des trocken gesättigten Dampfes, vermindert um dasjenige des flüssigen Wassers, in cbm,
p_0 den Druck im Ausströmrohr unmittelbar hinter dem Niederdruckzylinder in kg/qcm abs.,
$\varepsilon = \frac{\text{schädlicher Raum + Hubraum im Niederdruckzylinder}}{\text{schädlichen Raum + Füllungsraum im Hochdruckzylinder}}$ den gesamten Expansionsgrad der Maschine (wobei der Füllungsraum mit Hülfe des Gesetzes der gleichseitigen Hyperbel auf den Druck p_1 bezogen ist).

a) Gesättigter Dampf.

Die Gleichung der adiabatischen Expansion lautet

$$p v^{\mu} = \text{konst., wo } \mu = 1{,}035 + 0{,}1\, x_1 \text{ ist.}$$

Die indizierte Arbeit N_i^0 in PS, die von 1 kg Dampf eine Stunde lang in der untersuchten Maschine bei dem vorhandenen Expansionsgrade, bei der Eintrittspannung p_1 und der Austrittspannung p_0 geleistet würde, wenn Arbeitsverluste durch den schädlichen Raum, durch die Wärmebewegung in der Wandung, durch Drosselung und durch Undichtheiten nicht vorhanden wären, ist

$$N_i^0 = \frac{p_1 v_1}{27} \left\{ \frac{\mu}{\mu - 1} - \frac{1}{\mu - 1} \, \frac{1}{\varepsilon^{\mu} - 1} - \varepsilon \frac{p_0}{p_1} \right\},$$

und für $x_1 = 1$ (anfänglich trocken gesättigten Dampf)

$$N_i^0 = \frac{p_1 v_1}{27} \left\{ 8{,}41 - \frac{7{,}41}{\varepsilon^{0{,}135}} - \varepsilon \frac{p_0}{p_1} \right\}.$$

Hierin ist $v_1 = x_1 u_1$ aus den Dampftafeln zu bestimmen.

b) Ueberhitzter Dampf.

v_1 bestimmt sich aus der Gleichung:

$$p_1 v_1 = R T_1' - C p_1^{n},$$

wo $R = 0{,}00509$, $C = 0{,}193$, $n = 1/4$.

Die Gleichung der adiabatischen Expansion lautet, solange der Dampf überhitzt ist,

$$p v^{k} = \text{konst. mit } k = 1{,}333;$$

für gesättigten Dampf wie früher: $p v^{\mu} = \text{konst.}$ mit $\mu = 1{,}135$.

Druck und Volumen in demjenigen Zustande, in dem der Dampf gerade trocken gesättigt ist, hängen durch die Gleichung $p v^{\nu} = D$ (Gleichung der Grenzkurve) zusammen mit $\nu = 1{,}0646$, $D = 1{,}762$.

Zunächst wird nun aus v_1 das Volumen v_g bestimmt, bei dem der Dampf trocken gesättigt ist. Dies geschieht aus der Gleichung

$$v_g = \frac{p_1^{\frac{1}{k-\nu}} \, v_1^{\frac{k}{k-\nu}}}{D^{\frac{1}{k-\nu}}} = \frac{p_1^{3,73} \, v_1^{4,97}}{8,23}.$$

Dann werden die Expansionsgrade $\varepsilon_1 = \frac{v_g}{v_1}$ und $\varepsilon_2 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}$ gebildet.

Schliefslich wird die von 1 kg Dampf 1 st lang geleistete indizierte Arbeit der verlustlosen Maschine bestimmt zu:

$$N_i^0 = \frac{p_1 v_1}{27} \left\{ \frac{k}{k-1} + \frac{k-\mu}{(k-1)(\mu-1)} \frac{1}{\varepsilon_1^{k-1}} - \frac{1}{\mu-1} \frac{1}{\varepsilon_1^{k-1} \, \varepsilon_2^{\mu-1}} - \varepsilon \frac{p_0}{p_1} \right\}$$

$$= \frac{p_1 v_1}{27} \left\{ 4 + 4,41 \frac{1}{\varepsilon_1^{0,333}} - 7,41 \frac{1}{\varepsilon_1^{0,333} \, \varepsilon_2^{0,135}} - \varepsilon \frac{p_0}{p_1} \right\}.$$

Bezeichnet D_i^0 den Dampfverbrauch der verlustlosen Maschine für 1 PSi-st, so ist $D_i^0 = \frac{1}{N_i^0}$.

Ist D_i der durch die Versuche bestimmte wirkliche Dampfverbrauch für 1 PSi-st und damit $N_i = \frac{1}{D_i}$ die von 1 kg Dampf auf die Dauer einer Stunde wirklich geleistete indizierte Arbeit, so sind die Arbeitsverluste auf 1 kg Dampf $N_v = N_i^0 - N_i$ oder im Verhältnis zur Arbeit der verlustlosen Maschine $\eta_v = \frac{N_i^0 - N_i}{N_i^0}$.

Das Verhältnis der wirklich geleisteten Arbeit zu derjenigen der verlustlosen Maschine ist

$$\eta_g = \frac{N_i}{N_i^0} = \frac{D_i^0}{D_i}.$$

6. Auszug aus der im Jahre 1910 erschienenen Ueberpreis-Liste der deutschen Grobwalzwerke für Grobbleche, Böden und bearbeitete Teile aus Flußeisen 5 mm dick und dicker.*)

Allgemeine Bestimmungen.

1. Als **Einheitsgewicht** der Bleche gilt für 1 qm Fläche bei 1 mm Dicke 8 kg.

Mafsgebend für Abweichungen in Länge, Breite, Dicke und Gewicht sind die „Vorschriften für Lieferung von Eisen und Stahl, aufgestellt vom Verein deutscher Eisenhüttenleute, Düsseldorf 1910". Falls bei einer Lieferung bedungen wird, dafs das obige Einheitsgewicht nicht überschritten oder unterschritten werden darf, sind die doppelten Gewichtsabweichungen nach unten bzw. nach oben als zuläsig zu betrachten.

2. Für die Lieferung von Kesselblech sind, wenn etwas anderes nicht ausdrücklich vereinbart ist, die laut Bundesratlichen Beschlusses vom 17. Dezember 1908 erlassenen „Allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Landdampfkesseln und von Schiffsdampfkesseln" mafsgebend.

Falls für eine Lieferung von diesen Bestimmungen abweichende Bedingungen übernommen werden, tritt für Kesselblech eine Erhöhung des Grundpreises ein, welche wenigstens ℳ 10,— für die Tonne beträgt.

---

*) Genaueres ergibt sich aus der vollständigen „Ueberpreisliste der deutschen Grobwalzwerke", welche bei Titus Waechtler Nachf. Max Braun in Essen-Ruhr erhältlich ist, sowie aus den Preislisten der liefernden Walzwerke.

3. Für die **härteren** Bleche der **Landdampfkessel** wird auf den Grundpreis für Kesselblech ein Aufpreis gerechnet, und zwar:

für Blechsorte II bei 40 bis 47 kg Festigkeit und der gesetzlich vorgeschriebenen Dehnung *M* 15,— für 1000 kg,

für Blechsorte III bei 44 bis 51 kg Festigkeit und der gesetzlich vorgeschriebenen Dehnung *M* 25,— für 1000 kg.

Werden mehr Werksatteste, als gesetzlich vorgeschrieben, verlangt, so wird jedes weitere Werksattest mit *M* 5,— besonders berechnet.

4. Für Proben, die über die in den gesetzlichen Bestimmungen vorgeschriebene Anzahl hinaus verlangt werden, wird aufserdem berechnet:

für jede Zerreifs- und Dehnungsprobe *M* 3,—

für jede Härtungs- und Biegeprobe *M* 1,50.

5. Die persönlichen Kosten des Abnahmebeamten gehen in allen Fällen zu Lasten des Bestellers.

6. Für Flufseisenbleche, die zu Böden, Hauben, Deckeln und dergleichen verarbeitet, die geflanscht, ausgetrieben oder sonstwie gebördelt, sowie die geschweifst werden sollen, wird Kesselblech-Qualität verwendet und berechnet.

Das gleiche gilt überhaupt von allen Sorten Flufseisenblechen, bei denen Schweifsbarkeit gefordert wird.

Für nur gewölbte Bleche für Gasometer, Reservoire u. dgl. (ausschliefslich Kessel- und Dampfgefäfse) kann, wenn sie nicht gebördelt werden, Flufseisen in Konstruktionsqualität verwendet werden.

7. Wenn die von den Werken gelieferten geprefsten, geschweifsten, geflanschten oder sonstwie gebördelten oder weiter bearbeiteten Stücke vom Empfänger im Feuer weiteren Formveränderungen unterworfen werden, so geschieht dieses auf seine Kosten und Gefahr.

8. Einem etwaigen Verlangen, die Flanschen der Mannlöcher ebenso oder noch stärker als das ursprüngliche Blech auszuführen, wird nicht entsprochen.

9. Für die Berechnung der Bahnfracht sind die entsprechenden bahnamtlichen Frachtsätze mafsgebend.

I. Bleche.

Für die Berechnung sind mafsgebend:

1. der **Grundpreis**, welcher je nach der verlangten Qualität verschieden ist und von Fall zu Fall bestimmt wird,

2. die **Ueberpreise**, welche dem Grundpreis hinzuzufügen sind, und für welche die folgenden Bestimmungen gelten.

Der **Grundpreis** gilt für folgende

normale Mafse und Gewichte:

bei einer Dicke von	Breite und Durchmesser bis zu mm	Fläche bis zu qm	Gewicht bis zu kg
5 bis unter 6 mm	1600	6	500
6 „ „ 7 „	1700	7	600
7 „ „ 8 „	1800	8	700
8 „ „ 9 „	1900	9	800
9 „ „ 10 „	2000	10	900
10 „ „ 15 „	2200	12	1250
15 „ „ 25 „	2400	15	2500
25 mm und darüber	2700	20	3500

A. Ueberpreise für Mafs und Gewicht.

Bei Ueberschreitung der vorstehenden normalen **Mafse** und **Gewichte** werden folgende Ueberpreise berechnet:

Bei Ueberschreitung

	für 1000 kg
a) der **normalen Breite** bzw. des **Durchmessers** für je angefangene 25 mm	*M* 1,—
b) der **normalen Fläche** für jedes angefangene 0,1 qm	„ 0,50
c) des **normalen Gewichtes** für je angefangene 100 kg	„ 1,—

Vereinbarung der Ueberpreise bleibt vorbehalten:

1. für rechtwinklige, runde und Skizzenbleche von weniger als $^1/_4$ qm Fläche; der Ueberpreis beträgt neben den sonst etwa in Betracht kommenden Ueberpreisen mindestens 10 % des mafsgebenden Grundpreises;

2. für Bleche, die wegen ihrer ungewöhnlich grofsen Länge im Verhältnis zur Breite und Dicke in der Herstellung besondere Schwierigkeiten verursachen.

B. Ueberpreise für Form.

Runde und halbrunde Bleche werden mit einem Ueberpreise von 20 % berechnet über den Preis, der sich nach dem Aufschlage für Mafs und Gewicht der fertigen Scheibe ergibt.

Sonstige Formbleche werden als rechtwinklige Platten berechnet unter Vergütung von ℳ 50,— für 1000 kg für den entfallenden Schrott. Ausgenommen davon sind Formbleche von weniger als 1000 mm Länge und weniger als 1000 mm Breite (Knotenbleche); hierfür bleibt Vereinbarung eines mindestens um 10 % höheren Preises vorbehalten.

Bleche mit einem Gesamtschrägschnitt bis zu 70 mm und einer Bogenhöhe von nicht über 50 mm werden als Formbleche nicht angesehen.

II. Böden.

A. Ueberpreise für maschinell umgezogene Böden mit geraden Bordflächen.

1. Bei maschinell umgezogenen Böden wird zunächst für das runde Blech, welches zur Herstellung der Böden erforderlich ist, der Effektiv-Blechpreis ermittelt. Der Effektiv-Blechpreis setzt sich zusammen aus dem jeweiligen Blechgrundpreis und den Ueberpreisen für Mafs, Fläche, Gewicht und Form (I A und B).

Bei Böden von unter 1800 mm Durchm. wird eine Zugabe von durchgehends 175 mm, bei Böden von 1800 mm Durchm. und darüber eine Zugabe von durchgehends 250 mm gerechnet.

Die Zuschläge für das Pressen der normalen Böden sowie die Gewichte derselben ergeben sich aus den diesbezüglichen Tafeln.

Bei gleichzeitiger Bestellung und Abnahme von mindestens 10 Stück Böden gleicher Abmessungen wird ein Rabatt von 15 % auf die Prefskosten gewährt.

Normale Böden, deren Stärken die vorgesehenen Mindest- bzw. Höchststärken nicht unter- bzw. überschreiten, sind solche im Durchmesser von 300, 350, 400 mm usw. je 50 mm zunehmend bis 2000 mm, von 2100, 2200 usf. je 100 mm zunehmend bis 3000 mm.

Böden, welche bezüglich der Blechstärke als **anormal** gelten sollen, sind gegenüber den normalen in den Gewichtstafeln gekennzeichnet.

Die anormalen Böden bedingen besondere Preisvereinbarung, werden jedoch mindestens mit den Prefskosten berechnet, welche vorgeschrieben sind für Normalböden von demselben Durchmesser und der gröfsten Blechstärke.

2. Böden, welche im Durchmesser von den normalen Böden abweichen, bedingen für Mehrarbeit einen Aufpreis, und zwar:

bis einschl. 15 mm Blechstärke für das angefangene Meter Umfang ℳ 6,—
über 15 bis 25 mm " " " " " " ℳ 9,—
über 25 mm Blechstärke nach besonderer Vereinbarung, jedoch für das angefangene Meter Umfang mindestens ℳ 9,—.

3. Für Böden mit gröfserem Durchmesser als 3000 mm bleibt Preisvereinbarung vorbehalten; sie werden aber nicht mit geringeren Prefskosten als die Böden von 3000 mm Durchm. berechnet.

4. Der Effektivpreis für Böden wird in allen Fällen auf halbe bzw. ganze Mark abgerundet, und zwar von 1 bis 49 Pf. auf ℳ 0,50, von 51 bis 99 Pf. auf ℳ 1,00.

5. Für Böden mit Bord für **doppelte Nietnaht** werden die Gewichte der Normalböden mit 10 % Zuschlag gerechnet.

IV. Dampfmaschinen.

A. Berechnung der Dampfmaschinen.

Es bezeichne

PSi indizierte und PSe nutzbare (effektive) Pferdestärken,

N_i die indizierte Leistung in PS (am Kolben),

N_e die Nutzleistung in PS (an der Welle),

$\eta = \frac{N_e}{N_i}$ den mechanischen Wirkungsgrad,

p_1 die mittlere absolute Einströmungs-(Admissions-)Spannung in at,

p' die mittlere absolute Ausströmungs-Spannung in at,

f und f' die Spannungskoeffizienten für p_1 und p',

$p_i = fp_1 - f'p'$ die indizierte Spannung in at, d. h. den mittleren Spannungsunterschied hinter und vor dem Kolben,

p_i red, abgekürzt p_{red}, bei Zwei- oder Mehrzylindermaschinen, die Summe der im Verhältnis der Zylindervolumina auf den Niederdruckzylinder bezogenen indiz. Spannungen sämtl. Zylinder,

σ die auf den Kolben bezogene Leergangswiderstands-Spannung, bei Kondensations-Maschinen mit Einschlufs des Pumpenwiderstandes (Luft- und Kaltwasser-Pumpe) in at,

μ den Koeffizienten der zusätzlichen Reibung,

$p_e = \frac{1}{1+\mu}(p_i - \sigma)$ die Nutzspannung in at,

d den Kolbendurchmesser (den inneren Zylinderdurchmesser) in m,

F die wirksame Kolbenfläche (mit Berücksichtigung des Kolbenstangenquerschnittes) in qcm, bei den Zwei- und Dreizylinder-Maschinen die wirksame Kolbenfläche des Niederdruckzylinders,

s den Kolbenhub in m, $r = 0{,}5\,s$ den Kurbelhalbmesser in m,

s_1 den Kolbenweg bis zur Absperrung in m, mithin

$s_1 : s$ das Füllungsverhältnis (Füllung), bei den Zwei- und Dreizylinder-Maschinen bezogen auf den Niederdruckzylinder (die reduzierte Füllung),

$s : s_1$ den nominellen Expansionsgrad (bei den Zwei- und Dreizylinder-Maschinen den nominellen gesamten Expansionsgrad),

$s_1' : s'$ die Füllung des Hochdruckzylinders } bei den Zwei- und Drei-

$S_1 : S$ die Füllung des Niederdruckzylinders } zylinder-Maschinen,

$s_0 = ms$, worin m eine (gebrochene) Zahl, welche die Gröfse des schädlichen Raumes als Bruchteil des Hubraumes angibt, also schädlicher Raum $= mFs$ in cbm ($m'F's'$ bei Hochdruckzyl. von Verbundmasch.),

ν bei den Zweizylinder-Maschinen das Inhaltsverhältnis beider Zylinder, u. zw. $\nu = (v : V) < 1$,

i den Gesamtexpansionsgrad $= s(1+m) : s_1 + ms$ bei Einzylindermasch., $= s(1+m)\,\nu : s_1' + m's'$ bei Verbundmasch.,

n die minutliche Anzahl der Umdrehungen (Doppelhübe),

c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sk, u. zw. ist

$$60c = 2ns, \quad \text{also} \quad ns = 30c,$$

C_i' den nutzbaren stündlichen Dampfverbrauch in kg/PSi,

C_i'' den Teil des stündlichen Dampfverlustes, der hauptsächlich von der Abkühlung herrührt, in kg/PSi,

C_i''' den Teil des stündlichen Dampfverlustes, der hauptsächlich von der Dampflässigkeit (des Kolbens usw.) herrührt, in kg/PSi,

$C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ den gesamten stündlichen Dampfverbrauch in kg/PSi,

$C_e = C_i \frac{1}{\eta} = C_i \frac{N_i}{N_e}$ den gesamten stündlichen Dampfverbrauch in kg/PSe.

Berechnung der indizierten Leistung.

Bei doppeltwirkenden Maschinen ist wegen ungleicher Abzüge für Kolbenstangen zu unterscheiden

F_v, F_h wirksame Kolbenfläche vorn (unten, Kurbelseite) und hinten (oben, Deckelseite) in qcm,

p_{iv}, p_{ih} indizierte Spannung vorn und hinten in at,

N_{iv}, N_{ih} indizierte Leistung in PS, getrennt für jede Zylinderseite vorn und hinten, also auch für die wirksame Seite bei einfach wirkenden Maschinen

$$N_{iv} = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_v c p_{iv}}{75}, \quad N_{ih} = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_h c p_{ih}}{75}.$$

$N_i = N_{iv} + N_{ih}$, wofür $\frac{Fc}{75} p_i$ gesetzt wird, wenn die indizierten Spannungen nahe genug gleich sind, mit $F = \frac{F_v + F_h}{2}$, $\frac{p_{iv} + p_{ih}}{2} = p_i$, was bei Ausmittlung der Maschinenabmessungen immer angenommen wird.

Es empfiehlt sich $\frac{Fc}{75}$, die sog. Leistungskonstante (ind. Leistung für 1 kg ind. Spannung), oder, wenn mehrere Rechnungen für etwas verschiedene Umdrehungszahlen durchzuführen sind, den Wert $\frac{Fs}{30 \cdot 75}$, die Leistung für 1 Umdr./min, der sodann mit n zu multiplizieren ist, gesondert zu berechnen.

Bei Maschinen mit mehreren Dampfzylindern (Zwillings-, Drillings- und Verbundmaschinen) berechnet man die Leistungen der einzelnen Zylinder und summiert sie.

Zur Bestimmung von p_i aus dem Indikatordiagramm verwende man das Planimeter, wenn die Indikatorfedern gleichmäßsige Teilung des Maßsstabes geben. Bei sehr ungleichförmiger Feder teilt man das Diagramm entweder in 10 gleich breite senkrechte Streifen, deren Länge man mit richtig angelegtem Maßsstab einzeln mißst, oder in wagerechte Streifen entsprechend der ungleichen Maßsstabteilung, deren mittlere Längen man mit dem Zirkel oder einem Papierstreifen summiert. Mitunter ermittelt man auf diesem Wege aus einigen Diagrammen einen Durchschnittsmaßsstab für kleine Füllungsgrenzen, um die große Zahl von Diagrammen planimetrieren zu können.

Zur Ausmittlung von Dampfmaschinen benutzt man erfahrungsmäſsig oder auf Grund von Rechnungen für bestimmte Verhältnisse ermittelte Werte von p_i, oder man entwirft die Diagramme, was nur Zweck hat, wenn man richtige Werte für schädliche Räume und die sichtbaren Dampfinhalte einführt.

a. Einzylindermaschinen.

1. Das Dampfdiagramm.

Das Indikatordiagramm (Abb. 89) soll zeigen, wie die vorn genannten Rechnungsgröſsen zu verstehen sind.

Der **mittlere Einströmungsdruck** p_1 gleicht die Drucksenkung der Einströmungslinie flächengleich aus, liegt daher erheblich tiefer als der jeweiligen Kesselspannung abzüglich der eigentlichen Druckverluste in der Leitung entspricht. Der gesamte Druckunterschied kann bei kurzer weiter Leitung und reichlich öffnender Steuerung 0,25 at, bei enger, je nach deren Länge, Druck und Ueberhitzung, Bauart der Maschine, Steuerung und Füllungsgrad, 0,5 bis 1 at und mehr betragen.

Abb. 89.

Bei Drosselregelung richtet sich der Einströmungsdruck nach den Belastungsänderungen, die der Regler bei einer bestimmten Einstellung der Steuerung zu beherrschen hat.

Die Drucksenkung rührt, wie das Indikatordiagramm der Dampfkammer zeigt, zum gröſsten Teil von der ungleichförmigen Dampfentnahme gegen die gleichmäſsigere Dampfströmung in der Leitung her, kann daher durch Dampfsammler vor der Maschine (zugleich Wasserabscheider) verbessert werden.

Der Druckverlust beim Durchgang durch die Steuerungsorgane macht sich nur bei unzureichender Eröffnung, bes. bei schleichender Absperrung geltend, was nach S. 148 (Abb. 106) leicht zu verfolgen ist.

Der mittlere Druck in der Dampfkammer p_0 oder jener vor der Maschine, wo auch die Temperatur bei Ueberhitzung zu messen ist, liegt etwas höher als p_1.

Es empfiehlt sich, den Betriebsdruck des Kessels bei den üblichen hohen Spannungen mindestens 10 % tiefer anzunehmen als die konzessionierte Kesselspannung, um dem Heizer bei Betriebsschwankungen Spielraum zu lassen und dem gewöhnlich auch etwas verfrüht beginnenden Abblasen der Sicherheitsventile vorzubeugen.

Die **Expansionslinie** beginnt wirklich erst nach Schluſs des Einlaſsorgans bei E (Abb. 89). Für die Berechnung wird jedoch angenommen, daſs das maſsgebende Füllungsvolumen (Kolbenweg s_1) durch den Schnitt der nach rückwärts verlängerten Expansionslinie mit der mittleren Einströmspannung p_1 bestimmt wird.

Als Expansionsgesetz gilt bei gesättigtem Dampf mit genügender Annäherung die gleichseitige Hyperbel $pV =$ konst [in Abb. 89 $p_x (s_0 + s_x) = p_1 (s_0 + s_1)$].

Das Gesetz $pV =$ konst gilt ziemlich gut bei Füllungen zwischen 20 und 40 %, gröſsere Füllungen haben etwas steiler fallende, kleinere dagegen flacher verlaufende Expansions-

linien. Aufserdem liegt besonders bei ungeheizten Zylindern der Anfang der Expansionslinie unter der Hyperbel, das Ende über derselben. Die Abweichungen betragen aber bei den im Betrieb in Betracht kommenden Füllungen nur 0,1 bis 0,2 at. Sollte man sie gröfser finden, so deutet auffallendes Sinken des Druckes nach der Absperrung auf Kolbenundichtheit, zu hohe Lage der Endspannungen auf Nachströmen durch undichte Einlafsorgane. Dampfnässe kann bei Mantelheizung in gleichem Sinne wirken, doch selten so ausgiebig.

Schätzung der schädlichen Räume s. u. Kompression.

Bei überhitztem Dampf nähert sich der Vorgang dem adiabatischen und läfst sich annähernd durch $pV^n = $ konst darstellen. Man berechnet n nach I. Bd. S. 407 aus Anfangs- und Endwert und findet, je nach Füllung und Ueberhitzung steigend, $n = 1,05$ bis $1,25$, für den ersten Teil bei hoher Ueberhitzung auch 1,3, gegen Ende weniger, allem Anschein nach im Zusammenhang mit dem Eintritt in das Sättigungsgebiet.

Die **Vorausströmung** (von *VA* ab) mufs zeitig genug beginnen, damit der Dampfdruck vor und während des Hubwechsels auf die Auspuffspannung sinken kann. (Vorausbestimmung der Ausströmlinie nach Schüle, Z. d. V. d. I. 1906 S. 1900; Schneider, Z. d. V. d. I. 1907 S. 227.) Man gibt bei Kondensationsmaschinen 15 bis 25 %, bei Auspuffmaschinen 10 bis 15 %, falls nicht etwa durch die Steuerung (Kulissen, Expansion mit einem Schieber) noch früheres Voröffnen bedingt ist, und sorge stets für unbehindertes Abströmen.

Der **Gegendruck** während der Ausströmung ist bei Einzylindermaschinen, falls das Vorausströmen genügend war, fast unveränderlich und beträgt bei Auspuffmaschinen kaum 0,1 at über atmosphärischer Spannung.

Bei zu engen und langen Auspuffrohren, grofser Füllung, Verwendung des Abdampfes zur Heizung oder zu Fabrikationszwecken kommen höhere Gegendrücke vor sowie auch erhöhte Ausströmwiderstände in den Kanälen. Bei Expansion unter die Atmosphäre treten durch Einsaugen von Luft erhebliche Schwellungen des Gegendruckes gegen Hubmitte auf.

Bei Kondensationsmaschinen läfst sich der Gegendruck bei richtigem Vorausströmen, dichten Stopfbüchsen und reichlich bemessenen Rohren zum Kondensator auf 0,1 bis 0,15 (mit der Belastung steigend) bringen, beträgt aber vorwiegend i. M. 0,2 at abs., und wenn das Ausgufswasser wärmer als 30 bis 35° wird, entsprechend der Zunahme der zugehörigen Spannung (I. Bd. S. 416) mehr. Bei Maschinen mit hoch überhitztem Dampf ist sehr gute Luftleere vorteilhaft, ebenso bei Steuerung des Auslasses durch den Kolben (Schlitzauspuff), weil hierbei der Wasserrest aus dem Zylinder wirksam entfernt wird. Diese Wirkung tritt auch ein, wenn aufser dem Schlitz Hülfsauslafsventile vorhanden sind.

Die **Kompression** (bei *C* beginnend) kann nur bei mäfsigem Verdichtungsgrad nach $pV = $ konst berechnet werden, weil Fehler dann belanglos sind. Bei längeren Kompressionen erfolgt anfangs Wärmezuführung seitens der Wände, daher, wenn Wasser im Kompressionsinhalt, Verdampfen desselben und rascheres Ansteigen des Druckes; nach Ueberschreitung (wie man annimmt) der mittleren Wandungstemperatur zeigt sich entgegengesetztes Verhalten. Hieraus ergibt sich unter Umständen sogar gröfserer Arbeitsaufwand als nach $pV^{1,3} = $ konst. Alle Umstände, die den Wärmeaustausch vermindern, wie gröfsere

Füllung, Heizung, schneller Gang, Ueberhitzung usw., bewirken bessere Annäherung an das polytropische Gesetz pV^n = konst. Der Exponent soll, um den Arbeitsaufwand nicht zu unterschätzen, mit 1,1 in Rechnung gestellt werden, bei Deckelheizung und hoher Ueberhitzung findet man in Auspuff- oder Hochdruckzylindern bis 1,3.

Genaue Vorausberechnung ist schwer, weil bei Kondensationsbetrieb der wirklich erzielte Gegendruck nicht genau mit der Annahme übereinstimmt. Aufserdem ist zu berücksichtigen, dafs auch bei den Auslafsorganen der Absperrung einige Drosselung vorausgeht, wodurch die Verdichtung früher beginnt. Die Verschiebung läfst sich an Hand des Eröffnungsdiagrammes der Auslafssteuerung bestimmen, wobei man für gute Luftleere die 100 m-Kurve, für Auspuff 60 m Dampfgeschwindigkeit als Drosselungsgrenze benutzen kann. Bei Ventilsteuerungen findet man 5 bis 10 %, bei schlecht gemachten Wälzhebeln oder Daumen auch mehr, man unterlasse daher nicht, den Gang der Auslafssteuerung durch Abnahme von Erhebungsdiagrammen oder wenigstens durch Indizieren bei langsam anlaufender Maschine zu prüfen.

Bei der Wahl des Verdichtungsgrades ist zu beachten, dafs für gleiche Leistung die aufgewendete Kompressionsarbeit durch vergröfserte Füllung ersetzt werden mufs, wobei Endspannung und Verlust durch unvollständige Expansion wachsen. Dieser Nachteil ist bei nassem Dampf und stark belasteter Maschine gröfser als bei Ueberhitzung und kleinen Füllungen. Im letzteren Falle kann durch weitgehende Kompression bei guter Luftleere und kleinem schädlichen Raum der Kompressionsinhalt trotz einiger Wärmeabgabe an die Wände überhitzt werden und durch Mischung mit dem vom Kessel kommenden gesättigten oder schwächer überhitzten Dampf erhöhte Eintrittstemperatur herbeiführen und dadurch Austauschverluste vermindern.

Die Kompression wird bei Auspuffmaschinen nach Mafsgabe der Steuerung und Gröfse der schädlichen Räume gewöhnlich so eingestellt, dafs die Endspannung sicher unter der kleinsten Eintrittsspannung bleibt. Bei Kondensationsmaschinen erreicht die Endspannung der Kompression nur bei sehr kleinen schädlichen Räumen 1 at Ueberdruck, wenn die Luftleere gut war — dagegen hohe Endspannung bei Gleichstrom. Soll die Kondensationsmaschine auch mit Auspuff arbeiten, so erhält sie entweder nur soviel Kompression, dafs diese ohne weiteres für Auspuffbetrieb noch angeht, oder Einrichtungen zur raschen Verminderung des Kompressionsgrades (im Stillstand: stellbare Exzenter oder Daumenscheiben; im Gang: Lenker, Kulissen, Stangenverstellung, zuschaltbare schädliche Räume nach F. Strnad. Letztere sind als Notbehelf vorzüglich, für Dauerbetrieb minder wirtschaftlich).

Für alle Ausmittlungen soll die Gröfse der schädlichen Räume tunlichst richtig eingeführt werden, man ermittle sie aus der Zeichnung schon beim Entwurf, da Unachtsamkeit oft unerwartete Gröfse unterlaufen läfst. Je nach der Kolbengeschwindigkeit haben Flachschieber 5 bis 10 %, Drehschieber 4 bis 8 %, Kolbenschieber 7 bis über 15 %. Ventile geben bei der üblichen alten Anordnung 7 bis 12 %, bei Einbau im Deckel oder verlängertem Kolben 4 bis 5,5 %, bei Steuerung des Auspuffes durch den Kolben mit Schlitzen in Zylindermitte, da nur knapp bemessene Einlafsventile ohne Korb vorhanden, 1 bis 2 %, mit Hülfsauslafsventil 1 % mehr.

Absichtliche Vergröfserung der schädlichen Räume durch überweite Kanäle oder grofsen Spielraum zwischen Kolben und Deckel wird mitunter angewendet, um bei Schnellläufern und bei Niederdruckzylindern für Auspuff mit einfachen Schiebern bezüglich Kompression besser auszukommen.

Ueber den Einflufs der Kompression auf den Gang s. I. Bd. Kurbeltrieb. Man beachte jedoch, dafs übermäfsiges Eintrittsvoröffnen häufig Stöfse im Gestänge zur Folge hat und bei hoher Kompression besonders vorsichtig zu bemessen ist. Wie früh das Voröffnen beginnen darf oder soll, hängt von der Gröfse des schädlichen Raumes, dem

Druckunterschied und dem Eröffnungsgesetz der Steuerung ab; letzteres mufs bei Maschinen, die mit offenem Anlafsventil Leerlauf halten müssen, die hierzu erforderliche kleinste Füllung erlauben.

2. Berechnung der indizierten Spannung.

Mit Rücksicht auf die sehr verschiedene Gröfse der schädlichen Räume und der Expansionsgesetze je nach Ueberhitzung, empfiehlt es sich, vom Gesamtexpansionsgrad i, bezogen auf Volumina einschl. schädlichen Raumes, auszugehen und stets aus dem angenommenen mittleren Einströmungsdruck und dem gewählten Expansionsgesetz die Endspannung p_2, bezogen auf Ende des Hubes, zu berechnen. Man rechnet hierbei mit der im Diagramm sichtbaren oder „indizierten" Dampfmenge, und es ist vorläufig gleichgültig, wieviel davon vom Kessel kommt (Arbeitsdampf) oder von der Kompression herrührt (Kompressionsdampf).

Die gesamte Umrifsfläche der sogenannten absoluten (auf Gegendruck Null bezogen) oder **Hinterdampfarbeit** beträgt

$$p_1 (s_0 + s_1) + \int_{s_0+s_1}^{s_0+s} p\, dv = f_i\, p_1 (s_0 + s).$$

Da der Anteil des schädlichen Raumes $p_1 s_0$ nicht geleistet wird, ist die Arbeitsfläche

$$f p_1 s = f_i\, p_1 (s_0 + s) - p_1 s_0,$$

somit der **gebräuchliche Spannungskoeffizient** f (mit $\frac{s_0}{s} = m$)

$$f = f_i (1 + m) - m.$$

Die Berechnung der Expansionsarbeit, womit f_i gefunden wird, erfolgt für Nafsdampf nach $pV =$ konst und gibt $f_i = \frac{1 + \ln i}{i}$ oder $\frac{4{,}06}{i + 2{,}8}$ genau genug für Werte von i bis 10, für gröfsere ist der Zuschlag $\frac{i}{1000}$ zu geben.

Die Endspannung beträgt $p_2 = \frac{p_1}{i}$.

Für irgend ein polytropisches Expansionsgesetz $pV^n =$ konst wird

$$p_2 = \frac{p_1}{i^n}$$

und

$$f_{in} = \frac{1}{i}\left[1 + \frac{1}{n-1}\left(1 - \frac{1}{i^{n-1}}\right)\right].$$

Zur bequemen Vorausmittlung von f_i bei angenommenem i oder umgekehrt dient die beigegebene Tafel oder eine der Näherungsformeln:

für $n = 1{,}135$ (Adiabate gesättigten Dampfes) $f_{i\,1{,}135} = \frac{4}{i + 3}$,

für $n = 1{,}2$ $\quad f_{i\,1{,}2} = \frac{3{,}6}{i + 2{,}6} + 0{,}002$,

für $n = 1{,}3$ (Adiabate überhitzten Dampfes) $f_{i\,1{,}3} = \frac{3{,}05}{i + 1{,}8} + 0{,}008$.

Werte von f_i bzw. f_{i_n} für verschiedene Gesamtexpansionsgrade i und Expansionsgesetze.

i	1,5	2	3	4	5	6	7
pV = konst	0,937	0,847	0,700	0,596	0,522	0,465	0,421
n = 1,135	0,930	0,831	0,674	0,567	0,489	0,432	0,387
n = 1,2	0,927	0,825	0,663	0,554	0,475	0,417	0,373
n = 1,3	0,922	0,813	0,645	0,533	0,455	0,397	0,357

i	8	9	10	15	20	25	30
pV = konst	0,385	0,355	0,330	0,247	0,200	0,168	0,147
n = 1,135	0,352	0,322	0,298	0,218	0,173	0,144	0,124
n = 1,2	0,337	0,309	0,285	0,206	0,163	0,135	0,116
n = 1,3	0,318	0,289	0,266	0,190	0,149	0,122	0,104

Die Rechnung nimmt vorläufig keine Rücksicht darauf, dafs infolge des erforderlichen grofsen Vorausströmens die Expansionslinie nicht bis zum Hubende gilt. Der Arbeitsverlust durch zeitiges Vorausströmen hängt, abgesehen von Umdrehungszahl und Austrittquerschnitten, einigermafsen proportional mit dem Druckunterschied zwischen Endspannung und Gegendruck $p_2 - p'$ zusammen.

In mäfsigen Grenzen kann damit gerechnet werden, dafs durch die üblichen Austrittsvoröffnungen 0,05 bis 0,1 kg an indizierter Spannung geopfert werden mufs — oder allenfalls 0,05 des Druckunterschiedes am Ende.

Dieser Abzug wird zweckmäfsiger bei der Ausrechnung von p_i gemacht, s. u., wo er unter z angesetzt erscheint. Gröfsere Verlustwerte, die manchen Steuerungsarten, wie Kulissen, Expansion mit verstellbaren Exzentern, eigentümlich sind, müssen besonders ermittelt werden.

Die **Vorderdampfarbeit** setzt sich zusammen aus der Ueberwindung des reinen Gegendrucks p' (der allerdings unter Umständen etwas zögernd eintritt, daher als Mittelwert aufzufassen ist) und der Kompressionsarbeit, die durch einen Spannungskoeffizienten f' in dem Sinne zum Ausdruck gebracht wird, dafs $f'p'$ **den mittleren Gegendruck,** bezogen auf den ganzen Hub, vorstellt.

Für sehr kleine Kompressionsgrade, die nur noch ausnahmsweise vorkommen, könnte in Anbetracht der ohnehin unsicheren Schätzung von p' entweder $f' = 1$ oder nach Hrabák = 1,024 gesetzt werden. Für gröfsere Kompression können folgende Tafeln benutzt werden.

Werte von f' bei Kondensationsmaschinen für verschiedene Kompressionsgrade und schädliche Räume.

Beginn der Kompression in % vor Hubende	20	30	40	50	85
Schädlicher Raum 2,5 %	1,376	1,696	2,067	2,476	4,143
„ „ 5,0 „	1,252	1,478	1,748	2,056	3,328
„ „ 10,0 „	1,155	1,310	1,499	1,716	2,649

Die Rechnung erfolgte mit dem Gesetz $pV^{1,1}$ = konst.

Beginn der Kompression bezieht sich auf die wirksame, d. h. durch Drosselung gegen die wirkliche verfrühte Absperrung der Auslafssteuerung. Wenn Kompressionsgrade bis 50 % mit mangelhaft entworfenen oder schlecht eingestellten Wälzhebeln oder Daumen gesteuert werden, kann es vorkommen, dafs der Druckverlust zwischen Kondensator und Zylinder ungewöhnlich grofs wird, daher die richtige Luftleere im Diagramm

nicht erreicht wird. In solchen Fällen ergibt sich ein hoher Anfangsdruck für die Kompression, der entsprechend einzusetzen ist.

Bei Nafsdampf und starkem Nachdampfen genügt der Exponent 1,1 nicht, der Wert kann 10% bis bei gröfseren Kompressionen 20% gröfser werden.

Bei Steuerung des Auspuffes durch den Kolben (Schlitzauspuff) findet man fast ausnahmslos wahrscheinlich wegen besserer Entwässerung weniger Nachdampfen, so dafs auch bei Nafsdampf der Wert der Tafel beiläufig genügt.

Werte von f' bei Auspuffbetrieb mit verschieden hohem Gegendruck, 5% schädlichem Raum für bestimmte zu erreichende Kompressionsendspannungen.

Kompressionsendspannung in at abs.	5	6	7	8	9	10	11	12
Gegendruck 1,1 at	1,130	1,189	1,259	1,327	1,396	1,470	1,555	1,636
„ 1,5 „	1,069	1,153	1,145	1,188	1,234	1,282	1,333	1,386
„ 2,0 „	1,033	1,055	1,077	1,105	1,135	1,164	1,195	1,233
„ 3,0 „	1,009	1,017	1,025	1,041	1,058	1,073	1,089	1,106

Für andere Gröfsen der schädlichen Räume ist der Zuschlag (also $f'-1$) proportional zu 5% zu vergröfsern bzw. zu verkleinern, f' beträgt also z. B. bei 8 at, 1,1 Gegendruck und 10% schädlichem Raum 1,654 statt 1,327, dagegen bei 2,5% 1,164.

Man erhält die indizierte Spannung aus

$$p_i = f p_1 - f' p' - z,$$

worin z einen Abzug für Vorausströmen und Zufälligkeiten bedeuten mag und nicht mehr als 2 bis 5% zu betragen braucht.

Mittelwerte der indizierten Spannungen p_i nach Hrabák.

Die Gröfsen Δ der letzten Spalten sind nach Hrabák bei Kompression des Vorderdampfes bis zur Einströmspannung von den Tafelwerten abzuziehen, wenn $m = 0{,}03$. Δ und m stehen nahezu in unveränderlichem Verhältnis, vgl. Tafeln für f'.

Bei Benutzung der Tafeln für Ueberhitzung ist der Betrag der Minderleistung aus den Tafeln für f bei verschiedenen Exponenten zu schätzen, man multipliziert die Einströmspannung mit dem Unterschied der Werte für f bei dem betreffenden Gesamtexpansionsgrad i.

Auspuff-Maschinen.

$\frac{s_1}{s} =$	0,7	0,5	0,4	0,33	0,30	0,25	0,20	0,15	0,125	Kompression Δ
$p = 4$	2,54	2,14	1,84	1,59	1,45	1,22	0,95	0,65	.	0,09
5	3,46	2,96	2,58	2,27	2,10	1,81	1,48	1,10	0,89	0,16
6	4,38	3,78	3,33	2,96	2,75	2,40	2,01	1,55	1,30	0,23
7	5,30	4,60	4,07	3,64	3,40	2,99	2,53	2,00	1,70	0,32
8	6,23	5,42	4,82	4,33	4,05	3,59	3,06	2,45	2,11	0,41
9	7,15	6,24	5,57	5,01	4,70	4,18	3,58	2,90	2,52	0,51
10	8,07	7,06	6,31	5,70	5,35	4,77	4,11	3,35	2,93	0,60
11	9,02	.	.	6,46	6,08	5,45	4,73	3,91	3,45	.
12	9,95	.	.	7,15	6,74	6,05	5,27	4,37	3,87	.

Kondensations-Maschinen.

$\frac{s_1}{s}=$	0,5	0,4	0,33	0,30	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	Kompression Δ
$p=3$	2,23	2,00	1,82	1,72	1,54	1,34	1,12	0,99	0,86	0,13
4	3,05	2,75	2,50	2,36	2,13	1,87	1,56	1,40	1,21	0,21
5	3,87	3,49	3,18	3,01	2,72	2,39	2,01	1,80	1,57	0,28
6	4,68	4,23	3,86	3,65	3,31	2,91	2,46	2,20	1,93	0,37
7	5,50	4,97	4,54	4,30	3,89	3,43	2,90	2,61	2,29	0,45
8	6,32	5,71	5,22	4,94	4,48	3,95	3,35	3,01	2,65	0,54
9	7,13	6,46	5,90	5,59	5,07	4,48	3,80	3,42	3,01	.

Für Kulissensteuerungen oder Expansion mit verstellbarem Exzenter und einem Schieber, der Ein- und Auslafs gemeinsam steuert, ist zu berücksichtigen, dafs mit dem Füllungsgrad sich auch der Verdichtungsgrad ändert und dafs die wesentliche Verkleinerung des Schieberhubes gegen die Kulissenmitte hin sehr bedeutende Drosselung sowohl für Einlafs als auch für Auslafs zur Folge hat.

Für Kulissen mit unveränderlichem Voröffnen und $fp = f'p'$ am Nullpunkt gibt Hrabák die folgenden Werte von f und f' und die hiermit berechneten p_i (Auspuff):

$\frac{s_1}{s}=$	0,7	0,5	0,4	0,33	0,30	0,25	0,20	0,15
f	0,893	0,773	0,693	0,629	0,593	0,535	0,468	0,391
f'	1,024	1,095	1,146	1,185	1,206	1,239	1,270	1,275
	indizierte Spannung p_i für							
$p=4$	2,37	1,81	1,43	1,13	0,96	0,71	.	.
5	3,24	2,55	2,09	1,72	1,52	1,20	0,86	0,49
6	4,10	3,29	2,75	2,31	2,08	1,68	1,25	0,75
7	4,96	4,03	3,40	2,91	2,63	2,17	1,64	1,02
8	5,82	4,77	4,06	3,50	3,19	2,66	2,04	1,28
9	6,69	5,51	4,72	4,10	3,75	3,15	2,43	1,54
10	7,55	6,25	5,38	4,69	4,31	3,64	2,83	1,81
11	8,41	7,00	6,04	5,28	4,87	4,13	3,22	2,07
12	9,28	7,74	6,70	5,88	5,42	4,62	3,62	2,34

Indizierte Spannungen für Steuerung mit einfachem Kolbenschieber, Drehexzenter und Flachregler

nebst Angabe der wirklichen Absperrung für Einlafs und Kompression.

Füllungsgrad bezogen auf mittleren Einströmdruck	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50
Wirkliche zugehörige Absperrung am Einlafs	0,20	0,34	0,47	0,57	0,63
Wirklicher Kompressionsbeginn am Hubende	0,46	0,37	0,28	0,22	0,17

Füllungsgrad bezogen auf mittleren Einströmdruck	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50
Verfrühter Kompressionsbeginn zufolge Drosselung	0,55	0,44	0,35	0,28	0,23
Indizierte Spannung p_i bei 9 % schädlichem Raum, 8 at abs. Eintrittspannung	1,40	2,68	3,75	4,66	5,30
Indizierte Spannung p_i bei 9 % schädlichem Raum, 11 at abs. Eintrittspannung	2,52	4,88	5,97	7,12	7,98
p_i bei hoher Ueberhitzung, 5 % schädlichem Raum, 11 at abs. Einströmdruck	2,15	3,87	5,28	6,53	7,58

b. Zwei- und Mehrzylindermaschinen.

1. Das Gesamtdiagramm.

Bei Maschinen mit mehrmaliger Expansion erhält man nach Rankines Vorgang ein übersichtliches Bild der Gesamtexpansion, wenn man die Diagramme der einzelnen Zylinder bei gleichem Mafsstabe für die Spannung so umzeichnet, dafs die Diagrammlängen den Zylinderinhalten proportional sind, und sie einschliefslich der schädlichen Räume zu einem **Gesamtdiagramm** (Abb. 90) zusammenstellt. Diese Darstellung wird entweder nach den zusammengehörigen Zylinderseiten durchgeführt oder, wenn dafür kein Anhalt vorliegt, indem man die Diagramme mit gröfseren Füllungen und Dampfinhalten auf einer Seite vereinigt. Ist die Maschine mit geteilten Zylindern, z. B. zwei Niederdruckzylindern, ausgeführt, so wird ein mittleres Diagramm verzeichnet und auf einen Zylinder von entsprechendem Gesamtrauminhalt bezogen.

Abb. 90.

Die Summe der Arbeitsflächen gibt, durch die Länge des Niederdruckdiagramms geteilt, die **reduzierte Spannung** (als Mittel beider Seiten).

Die Verwendung des Gesamtdiagramms für die Berechnung und Beurteilung der Mehrzylindermaschinen beruht darauf, dafs man die wirklich erzielte Arbeitsfläche mit jener einer umhüllenden Expansionslinie vergleicht, das Verhältnis wird als „**Völligkeit**“ bezeichnet. Vom Nafsdampf her ist hierfür die gleichseitige Hyperbel $pV =$ konst in Gebrauch, die hiernach die Leistung der gröfsten im Diagramm sichtbaren Dampfmenge (einschl. des schädlichen Raumes) im Hochdruckzylinder bei Expansion auf das Volumen des Niederdruckzylinders + schädlichen Raum desselben vorstellt. Der Gesamtexpansionsgrad ist gleich i, wenn die Expansionslinie des Hochdruckdiagramms mit der

Hyperbel stimmte oder stärker fiel, was bei Ueberhitzung oder auch schon bei etwas gröfseren Füllungen bei Nafsdampf der Fall war. Die Fläche, die so von der umhüllenden Hyperbel bestimmt ist, stimmt mit der früher berechneten Fläche $f_i p_1 (s + ms)$, somit

$$p_{red} = f p_1 = \varphi f_i p_1 (1 + m),$$

$$\text{dabei } f_i = \frac{1 + \ln i}{i} = \frac{4{,}06}{i + 2{,}8} + \frac{i}{1000}.$$

Der Völligkeitsfaktor schliefst sämtliche Flächenverluste in sich, in der Hauptsache rühren sie leicht nachweisbar her: 1. vom Gegendruck im Niederdruckzylinder, 2. von den schädlichen Räumen, wobei die Anteile jedes Zylinders nach dessen Einströmdruck begrenzt werden, 3. von der Summe der Kompressionsarbeiten jedes Zylinders, 4. von den Druckverlusten zwischen den Diagrammen und 5. dem Zurücktreten der Expansionslinien gegen die umhüllende Hyperbel. In letzterer Hinsicht vermindert sich die Völligkeit bei überhitztem Dampf schon zufolge des steileren Fallens der Expansionslinie des Hochdruckdiagramms wie in Abb. 90 S. 113, ebenso bei den folgenden Zylindern, da dieselben bei gleicher Füllung s_1' überhaupt weniger Dampf erhalten. Aufserdem kommt immer zur Geltung, wenn Mitteldruck- oder Niederdruckzylinder mit gröfseren Abkühlungsverlusten arbeiten, weil die sichtbare Dampfmenge dadurch kleiner wird. Der schädliche Raum der folgenden Zylinder verschiebt die Diagramme, für die Völligkeit ist aber nur die Fläche mafsgebend. Starke Heizung oder Zwischenüberhitzung vergröfsert die sichtbare Dampfmenge, also auch die Völligkeit, ohne dafs deshalb auf bessere Wirtschaftlichkeit geschlossen werden darf.

Abgesehen von dieser aus der sachlich unbegründeten Benutzung der Hyperbel folgenden Unstimmigkeit ist das Rechnen mit dem „Völligkeitsverfahren" sehr bequem, wozu noch besonders beiträgt, dafs bei gröfseren Belastungen die Anteile der schädlichen Räume (2) und meist auch der Gegendruck (1) verhältnismäfsig weniger ausmachen und hiermit den Einflufs wachsender Verluste der übrigen Anteile ausgleichen. Es ergeben sich also bei einer bestimmten Bauart fast gleichbleibende Völligkeitskoeffizienten innerhalb ansehnlicher Belastungsgrenzen.

Die Völligkeit erreicht bei langsamgehenden Maschinen mit kleinen schädlichen Räumen und viel Heizung bis 75 %, neuere Maschinen bleiben bei Nafsdampf zwischen 65 und 70 %, bei mäfsiger Ueberhitzung 57 bis 67 %, bei hoher Ueberhitzung 55 bis 60 %, wenn zugleich Zwischenüberhitzung angewendet wird, 60 bis 65 %.

In allen diesen Fällen sind schädliche Räume zwischen 5 und 8 % und Luftleere von mindestens 0,2 i. M. vorausgesetzt, aufserdem sachgemäfs genügend bemessener Ueberströmungsquerschnitt zwischen den Zylindern und normale Steuerung. In der Ausführung unterlaufen, insbesondere bei Verwendung vorhandener Modelle für höhere Umdrehungszahlen, Unregelmäfsigkeiten, die erhebliche Einbufse an Völligkeit bezüglich 1., 3. und 4. herbeiführen können.

Eingehendere Behandlung eines gegebenen Falles mufs einerseits auf die Anordnung der Zylinder und die Kurbelstellung sowie das Raumverhältnis Rücksicht nehmen, anderseits auf die thermischen Verhältnisse,

die Wärmeaustauschverluste und beim Entwerfen der Diagramme auf die hiernach möglichen sichtbaren Dampfinhalte in jedem Zylinder.

2. Das Raumverhältnis der Zylinder.

In früherer Behandlung der Aufgabe wurde unter selten erfüllbaren Voraussetzungen bez. Dampfverteilung das Verhältnis der Zylindervolumina entweder behufs Erzielung gleicher Leistungen oder gleicher Maximaldrücke im Gestänge ausgemittelt. Diesen Erwägungen konnte sich die Praxis selten anschliefsen, da eine gewisse Beschränkung in der Zahl der Modelle und Einhaltung bestimmter Abstufungen der Gröfsen geboten ist. Anderseits müssen normale Modelle und Triebwerke den üblichen Dampfdrücken entsprechen und, wo diese zur Zeit nicht vorliegen, spätere Einführung derselben gestatten. Im allgemeinen mufs mindere Leistung der Niederdruckzylinder zugelassen werden, und es wird das Triebwerk, wenn es der Niederdruckseite allein dient, meist erst bei höchster Belastung der Maschine ausgenutzt, wogegen die Hochdruckseite bei kleineren Belastungen an der Grenze der zulässigen Gestängedrücke ist.

Unter Einflufs dieser Momente ist das Volumverhältnis von Zweizylindermaschinen, das bei 6 bis 8 at meist 2,25 bis 2,4 betragen hat, allmählich mit der Drucksteigerung auf 10 bis 12 at auf 1 : 2,8 bis über 1 : 3 gestiegen und dürfte bei 15 at 1 : 4 erreichen.

Dreizylindermaschinen werden als Betriebsmaschinen kaum mehr ausgeführt, da sie bei hoher Ueberhitzung keine Vorteile bieten, ihre Volumverhältnisse sind 1 : 2,25 bis 2,8 : 5 bis 7. Zu kleine Hochdruckzylinder beeinträchtigen die Regelung. Unter allen Umständen ist festzuhalten, dafs die Leistungsverteilung in ziemlich weiten Grenzen durch die Einstellung der Füllungsgrade beeinflufst werden kann.

In vielen Fällen wird Zwischenüberhitzung bei grofsen Maschinen gern angewendet, um die Leistung der Niederdruckzylinder und die Völligkeit zu erhöhen, ihre Dampfverluste bei den erforderlichen verhältnismäfsig kleinen Füllungsgraden zu vermindern und aufserdem den Hochdruckzylinder vor zu hohen Temperaturen und plötzlichen Steigerungen derselben zu schützen.

Andere als übliche Raumverhältnisse ergeben sich durch die sog. Zwischendampfentnahme, s. unten.

3. Benutzung des Raumdiagramms zum Entwerfen der Indikatordiagramme.

Die **Ueberströmlinien**, welche die Diagramme der einzelnen Zylinder gegeneinander begrenzen, ergeben sich aus dem **Raumdiagramm**, das für eine Reihe aufeinanderfolgender Kurbellagen die jeweiligen Kolbenstellungen (verbunden durch die Kolbenweglinien) enthält und die jeweilig zwischen den Kolben eingeschlossenen Räume samt Aufnehmerinhalt und schädlichen Räumen zu entnehmen gestattet. Bei der Zeichnung der Kolbenweglinien mufs der von den Kurbeln eingeschlossene Winkel und ihre Aufeinanderfolge der Drehrichtung nach berücksichtigt werden, in einzelnen Fällen (s. unten) auch die endliche Länge der Schubstange.

α) Zweizylindermaschinen mit gleichläufigen oder mit gegenläufigen Kolben (Woolfsche Maschinen).

Erstere sehr gebräuchlich mit beiden Kolben an einer Stange (Tandemanordnung), seltener mit Zylindern nebeneinander und Angriff an Balancier oder Querbalken. Letztere mit Kurbeln unter 180°, Zylinder nebeneinander, bei stehenden Maschinen besonders beliebt wegen des Ausgleichs der Gestängegewichte. Die endliche Pleuelstangenlänge hat bei 180° erheblichen Einfluſs auf die Form der Diagramme, besonders wenn der Aufnehmer klein ist oder gänzlich fehlt, weil die gröſseren Kolbengeschwindigkeiten und die Wege der hinteren Hubhälfte des einen Zylinders mit den kleineren der vorderen Hubhälfte des anderen zusammenfallen. Das Diagramm des Niederdruckzylinders hinten hat demzufolge während der Ueberströmung beschleunigte, das Diagramm vorn verzögerte Expansion, die zusammengehörigen (gleichzeitigen) Kolbenstellungen verschieben sich bei der üblichen Stangenlänge (1 : 5) bis um rd. 10 %, so daſs die untereinandergebrachten Diagramme der vorderen Zylinderenden weit

Abb. 91 bis 93.

klaffen, also auf grofsen Druckverlust hinzuweisen scheinen, während jene von den hinteren Zylinderenden einander fast berühren (Abb. 91).

In Abb. 92 sind die Kolbenweglinien für unendliche Stangenlänge gezeichnet, gelten daher bei gegenläufigen Kolben nur i. M. aus vorn und hinten.

Die der Totlage entsprechenden Punkte T und T' liegen in gleicher Höhe. Im Hochdruckdiagramm ist ga Einströmung, ab Expansion, bc Vorausströmung in den Aufnehmer, cd Ueberströmung mit Expansion in beiden Zylindern. Nach der Absperrung bei d (für welche Lage Dampfinhalt und -verlust zu berechnen sind), findet Expansion im Niederdruckzylinder für sich statt, während der Hochdruckkolben von d bis e den Aufnehmerdampf komprimiert; ef Kompression im Hochdruckzylinder. Angestrebt wird, die Spannung bei e ungefähr gleich hoch mit der Endspannung b oder c zu bringen, damit der Abfall klein wird. Steigt e höher, so tritt bei c Aufnehmerdampf in den Hochdruckzylinder zurück und gibt im Diagramm eine Spitze oder Schlinge. Bei gröfseren Füllungen des Hochdruckzylinders bewirken der unter höherem Druck auszufüllende schädliche Raum des Niederdruckzylinders und der Abkühlungsverlust zunehmenden Abfall.

Die Ueberströmlinien dürfen nach $pV =$ konst durch Berechnen von p für gegebene V konstruiert werden; doch ist zu beachten, dafs sowohl für die Ueberströmexpansion als auch für die Aufnehmerkompression veränderliche Exponenten < 1 gelten.

Als **Woolfsche** Maschinen werden häufig nur solche (gleichläufige und gegenläufige) Zweizylindermaschinen bezeichnet, bei denen kein Aufnehmer vorhanden ist und der Auslafs des Hochdruckzylinders zugleich Einlafs des Niederdruckzylinders ist; oder auch solche, bei denen der Aufnehmer klein ist und die Steuerung des Niederdruckzylinders auf grofse Füllung eingestellt ist. Letztere zeigen grofsen Abfall; bei gegenläufigen Kolben zeigen beide Bauarten den Einflufs der endlichen Pleuelstangenlänge sehr auffällig (Abb. 91, in der Diagramme einer Woolfschen Auspuffmaschine dargestellt sind).

β) Zweizylindermaschinen mit wechselläufigen Kolben
(Verbundmaschinen).

Kurbelwinkel meist 90 bis 105°, vereinzelt bis 120°; Niederdruckkurbel voreilend (Abb. 93). Die Kolbenweglinien sind versetzt zu zeichnen, so dafs T' mit M (bei 90° Kurbelwinkel) in gleicher Höhe liegt. gab wie unter α); bc Vorausströmung in den Aufnehmer und wenn der Niederdruckeinlafs noch nicht abgesperrt war, sog. zweite Einströmung in diesen, zumeist ganz zweckmäfsig und erwünscht. Von c (oder dem einer späteren Absperrung des Niederdruckzylinders entsprechenden Punkte) Kompression im Hochdruckzylinder (nebst schädlichem Raume) und im Aufnehmer. Daher cd annähernd (wie unter α) als gleichseitige Hyperbel in bezug auf Punkt B zu konstruieren. In d Eröffnung des Niederdruckzylinders, mitunter im Hochdruckdiagramm durch eine kleine Zacke, plötzliche Senkung der Ausströmlinie gekennzeichnet, wenn der schädliche Raum des Niederdruckzylinders viel Dampf brauchte, oder umgekehrt bei übermäfsiger Kompression (bei Leerlauf oder schwacher Belastung). Von d bis e gemeinsamer Vor-

gang in beiden Zylindern und im Aufnehmer; während desselben ein meist deutlich hervortretendes Minimum des zwischen den Kolben eingeschlossenen Volumens, wie aus den Kolbenweglinien zu ersehen; Bestimmung annähernd nach $pV = $ konst.

Die Ueberströmlinie findet sich mit einigem Druckverlust wegen Dampfgeschwindigkeit und Länge des Dampfweges im Niederdruckdiagramm von d' bis e' auf den zugehörigen Ordinaten wieder (endliche Stangenlänge). Von e' Expansion im Aufnehmer und Niederdruckzylinder allein (gleichseitige Hyperbel, auf A bezogen), gewöhnlich verdeckt durch die inzwischen oder bei frühem Vorausströmen b schon vorher erfolgte zweite Einströmung.

Für Dampfinhalt- und -verlustberechnung ist die Spannung p_0 nach vollzogener Absperrung mafsgebend; sie liegt wegen der Drosselung vor dem Schlufs der Steuerung jedenfalls unter dem gleichzeitigen Druck im Aufnehmer, der annähernd mit dem im Hochdruckzylinder bei c gemessenen übereinstimmt.

Durch Vergröfsern der Füllung im Niederdruckzylinder kann man p_0 und den zugehörigen Aufnehmerdruck nach Bedarf niedriger halten und erzielen, dafs bei gröfserem Abfall bc die gesamte Ueberströmlinie tiefer verläuft, die Leistung des Hochdruckzylinders also zunimmt, jene des Niederdruckzylinders abnimmt. (Man beachte die Verteilung der Leistungen bei verschiedenen Belastungen, Gestängebeanspruchung im Zusammenhang mit Eintrittspannung und Füllungsgrad des Hochdruckzylinders und Inhaltsverhältnis der Zylinder, ferner die Zweckmäfsigkeit veränderlicher Kompression am Hochdruckzylinder.)

γ) Mehrzylindermaschinen mit dreimaliger Expansion.

Bei stehenden Maschinen meist drei Kurbeln unter 120°: Niederdruckkurbel voraus, hierauf Mitteldruck-, dann Hochdruckkurbel. Die entgegengesetzte Folge gibt hochansteigende Kompressionen im Aufnehmer, die bei dem kleinen Abfall (bc) (Abb. 94), den man bei Betriebsmaschinen wünscht, die Endspannung der Expansion (b) leicht übersteigen und Rückströmen des Aufnehmerdampfes in den Hochdruckzylinder und Abheben der Auslafsorgane zur Folge haben.

Abb. 94.

Abb. 94 zeigt das Raumdiagramm für Kurbeln unter 120°, Niederdruckkurbel vorausgehend. Die Kolbenweglinien sind dementsprechend versetzt. abc wie zuvor unter α)

und β), Kompression cd im Hochdruckzylinder und ersten Aufnehmer (gleichseitige Hyperbel bezüglich B) kurz, de, gemeinsamer Vorgang während der Ueberströmung, langgestreckt. Im Niederdruckdiagramm entsprechend, zufolge späterer Absperrung h', von i' bis h' Expansion im Niederdruckzylinder und Aufnehmer ersichtlich.

δ) Verteilung der Leistung auf die Zylinder.

Bei liegenden Maschinen wird die Anordnung mit **zwei Kurbeln** bevorzugt. Solange die Maschinengröfse erlaubt, nur **einen** Niederdruckzylinder auszuführen, legt man zumeist Hochdruck- und Mitteldruckzylinder (normale Tandemmaschine) hintereinander. Der Niederdruckzylinder an der anderen Kurbel entwickelt hierbei geringe Leistung und Drücke, das Triebwerk wird daher nicht ausgenutzt.

Für hohen Dampfdruck und hohe Ueberhitzung empfiehlt sich, **den Hochdruckzylinder allein** anzuordnen und Mittel- und Niederdruckzylinder auf der anderen Seite hintereinander „Tandem" zu vereinigen. Diese Anordnung gibt bei mäfsigem Volumverhältnis (I : III = 1 : 5 bis $5\frac{1}{2}$) gute Gestängeausnutzung, entsprechende Beschleunigungsdrücke der Niederdruckseite, freiere Wärmedehnung des Hochdruckzylinders (beiderseitige Stützung der Kolbenstange durch Gleitschuh leicht ausführbar und empfohlen).

Bei grofsen Leistungen teilt man den Niederdruckzylinder und erzielt mit Kurbelwinkeln von 100 bis 110° Mitteldruckkurbel voreilend befriedigende Arbeitsverteilung, wenn Mitteldruckzylinder grofs bemessen. Ausführung vielgliedrig, teuer, viel Steuerung.

Grofse Ausführungen dieser Art (liegend und stehend) kommen für Dynamoantrieb gegenüber Dampfturbinen kaum mehr in Betracht. Anderseits wird öfter die Zweizylindermaschine mit Eintrittsdruck bis 13 at, **hoher Ueberhitzung, schnell laufend,** wegen weiterer Leistungsgrenzen, kleinerer Ausmafse, billiger Anlage, vorgezogen. (Verbrauch wenig verschieden, wirtschaftliche Erwägungen entscheiden.)

ε) Schmidtsche Heifsdampf-Tandemmaschine.

Dreistufige Woolfsche Expansion an einer Kurbel ermöglicht hohe Dampfausnutzung (4,4 bis 4,7 kg/PSi st) für mäfsige Leistungen, ist

Abb. 95a u. b.

a
e
b
c
d
c'
d_1
f
g

geeignet zur Ergänzung zum Zwilling und Betrieb mit einer Seite bei vermindertem Kraftbedarf. Einfacher als die Tandemmaschine.

Zylinderanordnung S. 193. Das Volumverhältnis ist angenähert 1:4,5:3,5; Kolbenstange jedenfalls durchgehend mit hinterer Führung; daher kommen Stangenquerschnitte bei den Hochdruck- und Mitteldruckkolbenflächen in Betracht, nicht aber bei der ringförmigen Niederdruckkolbenfläche.

In Abb. 95a sind die auf gleichen Druckmafsstab und gleiche Länge gebrachten Indikatordiagramme gleichläufig übereinander gezeichnet; da die Ordinaten der gleichen Kolbenstellung entsprechen, gibt der Abstand der Ueberströmlinien cd und $c'd'$ sowie entlang fg die Druckverluste bei der Ueberströmung. Bei cd findet Volumvergröfserung, bei fg, weil der verdrängende Querschnitt gröfser ist als die Niederdruckkolbenfläche, Verdichtung statt. Bei g beginnt Expansion im Niederdruckzylinder und längs g bis c' Verdichtung im Mitteldruckraum. Der sehr grofse „schädliche Raum" des letzteren (100 bis 120 %) wird auch als „Aufnehmer" bezeichnet und ist notwendig, um die Druckänderung in der mittleren Stufe in richtigen Grenzen zu halten.

Wünscht man die Dampfverteilung durch ein Gesamtdiagramm (Abb. 95b) darzustellen, so vergröfsert man das Niederdruckdiagramm, wie üblich vom Nullpunkt ausgehend und mit dem schädlichen Raum beginnend. Im Mitteldruckdiagramm lasse man die Ueberströmlinie $c'd'$ am Ort (unter cd) und vergröfsere lediglich die wagerechten Abstände über fgc' hinaus, dem Volumverhältnis entsprechend.

4. Berechnung der indizierten Spannung.

Die folgende Zahlentafel der Spannungskoeffizienten geht von den **Füllungsgraden des Hochdruckzylinders** aus, die wegen der Steuerungen stets dieselben oder nur ausnahmsweise erweiterte Füllungsgrenzen aufweisen. Letzteres ist bei Zylinderverhältnissen nahe an 1:4 wegen möglichen Sinkens der Betriebspannung erwünscht.

Die Füllungen sind auf die Einströmspannung bezogen. Je nach dem geltenden Expansionsgesetz ergeben sich bestimmte, vom Zylinderverhältnis unabhängige **Endspannungen.** Der Aufnehmerdruck ist zufolge der Ueberströmungsvorgänge je nach der Kurbelfolge oder Zylinderanordnung regelmäfsigen Schwankungen unterworfen; sein Mittelwert liegt bei kleinen Füllungen etwa 0,25 at, bei gröfseren um einen zunehmenden Betrag, der als **Druckabfall** bezeichnet wird und schliefslich 1 bis 2 at erreichen oder noch übersteigen kann, tiefer.

Grofser Druckabfall bewirkt gröfseren Verlust durch unvollständige Expansion im Hochdruckzylinder, ist daher schädlich, doch oft unvermeidlich, weil der eigene Füllungsgrad des Niederdruckzylinders schwer weit genug verkleinert werden darf; derselbe bleibt fast ausnahmslos für alle Füllungsgrade des Hochdruckzylinders unverändert stehen. Bei gleichzeitiger Beeinflussung beider Steuerungen durch den Regler erfolgt die Verstellung in gleichem Sinn, erhöht also den Druckabfall bei grofser Leistung.

Die gleichzeitige Verstellung des Kompressionsgrades mit der Füllung, die (nach abgel. D. R. P. 91539) bei Exzenterverstellung durch Flachregler leicht ausführbar ist, gibt aufser der erwünschten Anpassung der Kompression im Hochdruckzylinder an den Aufnehmerdruck auch hinsichtlich des Druckabfalles die bestmöglichen Verhältnisse, weil sie die überströmende Dampfmenge bei kleinen Füllungen des Hochdruckzylinders verkleinert, bei grofsen dagegen weniger Dampf im schädlichen Raum des Hochdruckzylinders zurückhält.

Aufserdem ergibt sich bei grofser Kompression für kleine Füllungen zugleich früherer Voraustritt, so dafs der Schlingenbildung wirksam

vorgebeugt werden kann. Diese Eigenschaft ist für Zwischendampfentnahme sehr gut ausnutzbar.

Bei genauerer Verfolgung der Aufgabe ist auf die veränderliche Kompression Rücksicht zu nehmen, und es empfiehlt sich überhaupt, davon Gebrauch zu machen.

Die Zahlentafel gibt den **reduzierten Füllungsgrad** für verschiedene Zylinderverhältnisse und den für die Berechnung wichtigeren zugehörigen **Gesamtexpansionsgrad ε** unter Anrechnung von 5 % schädlichem Raum am Hochdruckzylinder und 8 % am Niederdruckzylinder.

Für diesen Gesamtexpansionsgrad ist vorläufig der **Spannungskoeffizient φf** einheitlich mit dem klein gewählten **Völligkeitsgrad** $\varphi = 0{,}60$ unter Anwendung des Expansionsgesetzes $pV =$ konst für die Umhüllende (s. oben) berechnet worden.

Die Wahl einer runden Zahl bezweckt lediglich bequeme Umrechnung für eine kleinere oder gröfsere Völligkeit nach Bedarf durch proportionale Verkleinerung oder Vergröfserung des Tafelwertes.

Eine zweite Gruppe enthält die Spannungskoeffizienten, berechnet für die Adiabate gesättigten Dampfes $pV^{1,135} =$ konst als Umhüllende, deren Benutzung bei überhitztem Dampf vielleicht angemessener befunden wird, weil sie sich der Expansionslinie des Hochdruckdiagramms besser anschliefst. Auch hier sind die angegebenen Werte einheitlich mit derselben Völligkeit berechnet, und zwar mit 0,7 als runder Zahl, was für die kleinste der angeführten Füllungen annähernd dieselben Werte gibt, wie die Völligkeit 0,6 bei Benutzung der Linie $pV =$ konst. Diese hat den Vorteil, dafs sie allgemeiner verwendbar ist; die Adiabate durch den Anfangspunkt der Expansion am Einströmdruck gezogen, würde in das Hochdruckdiagramm bei Nafsdampf einschneiden.

Aufser den schon besprochenen durch die Anordnung der Maschine (mit Mantel und Deckelheizungen an einem oder an beiden Zylindern), Betrieb mit Nafsdampf oder mehr oder weniger überhitztem Dampf, Aufnehmerheizung oder Zwischenüberhitzung bedingten Verschiedenheiten in der Völligkeit mufs bei so weiten Grenzen der Füllungsgrade auch auf die meist bedeutende **Verringerung der Völligkeitszahlen bei kleinen Füllungen** Rücksicht genommen werden, die sich schon durch den Einflufs der schädlichen Räume notwendig ergeben mufs.

Das Beispiel einer Ausrechnung für 12 at abs. mittleren Einströmdruck, Volumverhältnis 1 : 3, Niederdruckzylinder ohne Heizung, 260 bis 270° vor der Maschine, enthält in besonderer Angabe die geltenden Völligkeitszahlen, bezogen auf das Hyperbelgesetz, aufserdem auch jene, die sich ergeben würden, wenn die Berechnung, von dem gleichen Füllungsvolumen ausgehend, nach der Adiabate gesättigten Dampfes $pV^{1,135} =$ konst durchgeführt worden wäre. Zur Erläuterung der hierbei mitwirkenden Völligkeitsverluste sind ferner angegeben: 1. die Gegendrücke im Niederdruckzylinder als Mittelwerte einschl. der Kompression und etwas zögernd eintretender Luftleere, die mit der Belastung steigen (unter Annahme sehr guter Verhältnisse); 2. die Verlustflächen durch die schädlichen Räume, die wegen zunehmenden Aufnehmerdruckes p_a im absoluten Wert mit der Belastung etwas steigen (im vorliegenden Falle mit Rücksicht auf Gröfse der schädlichen Räume 5 und 8 %, und das Volumverhältnis 1 : 3, gegeben durch die

Werte der Spannungskoeffizienten bei einheitlich 60% Völligkeit für verschiedene Füllungen und Volumverhältnisse bei schädlichem Raum 5% im Hochdruck- und 8% im Niederdruckzylinder.

Im Hochdruckzylinder	Füllung $\frac{s_1'}{s'}$			0,10	0,20	0,30	0,40	0,50
	$\frac{\text{Anfangspannung}}{\text{Endspannung}} = \frac{p_1}{p_2}$	Expansionsexponent	1	7	4,2	3	2,333	1,909
			1,135	9,103	5,098	3,480	2,616	2,083
			1,2	10,33	5,596	3,737	2,764	2,173
			1,3	12,55	6,460	4,171	3,008	2,318
Bezogen auf den Niederdruckzylinder	Reduzierte Füllung $\frac{s_1}{s}$	Volumverhältnis	$\frac{1}{2,25}$	0,044	0,089	0,133	0,178	0,222
			$\frac{1}{2,5}$	0,040	0,080	0,120	0,160	0,200
			$\frac{1}{3}$	0,033	0,067	0,100	0,133	0,167
			$\frac{1}{4}$	0,025	0,050	0,075	0,100	0,125
	Gesamtexpansionsgrad $i = \frac{s+m}{s_1'+m'}$	Volumverhältnis	$\frac{1}{2,25}$	16,200	9,720	6,943	5,400	4,418
			$\frac{1}{2,5}$	18,000	10,800	7,714	6,000	4,909
			$\frac{1}{3}$	21,600	12,960	9,257	7,200	5,891
			$\frac{1}{4}$	28,800	17,280	12,340	9,600	7,854
	Spannungskoeffizient φf_1 mit $pV =$ konst $\varphi = 0,6$	Volumverhältnis	$\frac{1}{2,25}$	0,149	0,210	0,270	0,321	0,370
			$\frac{1}{2,5}$	0,138	0,200	0,250	0,299	0,341
			$\frac{1}{3}$	0,122	0,176	0,218	0,263	0,302
			$\frac{1}{4}$	0,102	0,142	0,181	0,212	0,247
	Spannungskoeffizient $\varphi f_{1,135}$ mit $pV^{1,135} =$ konst $\varphi = 0,7$	Volumverhältnis	$\frac{1}{2,25}$	0,154	0,230	0,293	0,349	0,403
			$\frac{1}{2,5}$	0,142	0,212	0,273	0,320	0,375
			$\frac{1}{3}$	0,123	0,186	0,238	0,286	0,329
			$\frac{1}{4}$	0,097	0,147	0,193	0,239	0,269

Indizierte Spannungen p_{red} und Völligkeiten bzw. Verlustanteile, berechnet für $p_1 = 12$ at abs., Gegendruck mit der Belastung 0,15 bis 0,25 steigend.

Füllung $\frac{s_1'}{s'}$	Bezeichnung	Anteil der indizierten Leistung	Anteil des Gegendruckes einschließlich Kompression im Niederdruckzylinder	Anteil der schädlichen Räume	Anteil der Kompression im Hochdruckzylinder	Summe der nachgewiesenen Völligkeitsprozente	Restverluste
0,10	Indizierte Spannung .	1,315	0,200	0,237	0,213 (0,047)	.	.
	Völligkeitsprozente für $pV =$ konst	0,54	0,082	0,097	0,087	0,806	0,194
	Völligkeitsprozente für $n = 1,135$	0,63	0,095	0,113	0,101	0,939	0,061
0,20	Indizierte Spannung .	2,112	0,240	0,278	0,133 (0,053)	.	.
	Völligkeitsprozente für $pV =$ konst	0,60	0,068	0,079	0,038	0,785	0,215
	Völligkeitsprozente für $n = 1,135$	0,66	0,075	0,087	0,042	0,864	0,136
0,30	Indizierte Spannung .	2,748	0,280	0,310	0,100 (0,080)	.	.
	Völligkeitsprozente für $pV =$ konst	0,63	0,064	0,071	0,023	0,788	0,212
	Völligkeitsprozente für $n = 1,135$	0,675	0,069	0,076	0,025	0,845	0,155
0,40	Indizierte Spannung .	3,360	0,320	0,350	0,086 (0,075)	.	.
	Völligkeitsprozente für $pV =$ konst	0,64	0,061	0,067	0,016	0,784	0,216
	Völligkeitsprozente für $n = 1,135$	0,68	0,065	0,071	0,018	0,834	0,166
0,50	Indizierte Spannung .	3,816	0,350	0,394	0,067 (0,067)	.	.
	Völligkeitsprozente für $pV =$ konst	0,63	0,058	0,065	0,011	0,764	0,236
	Völligkeitsprozente für $n = 1,135$	0,675	0,062	0,070	0,012	0,819	0,181

Beziehung $\frac{0,05}{3}(12 - \text{Aufnehmerdruck } p_a) + 0,08\, p_a$, ausgedrückt als reduzierte Spannung am Niederdruckzylinder); 3. die Kompressionsarbeit im Hochdruckzylinder, ebenfalls im Volumverhältnis auf den Niederdruckkolben reduziert.*)

Diese Verluste sind daneben auch noch in Völligkeitsprozenten angegeben, und es ergibt sich als Rest auf 100 % der Betrag der übrigen Verluste, der im oberen Prozentwert nahezu unveränderlich bleibt.

Diese Zusammenstellung läfst erkennen, wie z. B. der Einflufs gröfserer schädlicher Räume die Völligkeit herabdrücken müfste, wobei auch der Arbeitsverlust durch die Kompression im Hochdruckzylinder gröfsere Bedeutung erlangen würde. Ueber Einflufs veränderlicher Kompression s. oben.

In Anbetracht der sehr verminderten Verwendung von Dreifach-Expansionsmaschinen und Auspuff-Kompoundmaschinen wurde auf die Aufnahme besonderer Tafeln für diese verzichtet. Die Rechnung erfolgt sinngemäfs unter Benutzung der verschiedenen Tafeln mit Einführung des höheren Gegendrucks bei Auspuffbetrieb. Es empfiehlt sich, das Ergebnis durch Zeichnen des Gesamtdiagramms nachzuprüfen, wobei die Berechnung der Dampfinhalte nach später folgendem Absatz unbedingt nötig ist.

Schätzung der mittleren indizierten Spannung.

In vielen Fällen vermeidet man die eingehende Berechnung der indizierten Spannungen und wählt diese in einigem Zusammenhang mit der verfügbaren Dampfspannung (die kleiner sein kann als jene, für welche die Maschine gebaut ist) unter Berücksichtigung zukünftiger Steigerung des Betriebes, wenn es sich um eine entwicklungsfähige Anlage handelt. Der Fehler, eine neue Maschine von vornherein zu knapp zu bemessen, sollte schon im Hinblick auf die häufig vorkommende Unterschätzung des Bedarfs durch den Besteller tunlichst vermieden werden. Wo die Anschaffungskosten für eine knappe Maschine entscheiden, soll die Möglichkeit der Aufstellung einer stärkeren Maschine vorgesehen werden oder eine zur Verbundmaschine ergänzbare Einzylindermaschine, deren Verbrauch bei Ueberhitzung recht gut sein kann, gewählt werden — falls nicht die stets bequem auswechselbare Lokomobile für den Anfang vorgezogen wird.

Aus diesen Rücksichten erfolgt die Bemessung neuer Maschinen, besonders wenn es sich um Aufstellung vollständiger Verbundmaschinen handelt, oft derart, dafs die Maschine im Anfang mit sehr kleiner, an der unteren Grenze der wirtschaftlichen Belastungen liegender Füllung arbeitet, wobei auch die verfügbare Kesselspannung mitunter nicht voll ausgenutzt wird. Bei Vorsorge für passende Kesselgröfse und hohe Ueberhitzung läfst sich ein befriedigender Verbrauch auch in solchen Fällen erzielen, so dafs es gerechtfertigt erscheint, unter solchen Umständen selbst unter die Füllungen des kleinsten Dampfverbrauchs herabzugehen.

Anderseits folgt aus Betrachtungen über Anschaffungskosten (bei denen allerdings oft nur auf die Maschine selbst und nicht auf das

*) Die in Klammer beigesetzten Beträge würden sich ergeben, wenn der Hochdruckzylinder fest eingestellte Kompression hätte. Dies gäbe gröfsere Völligkeit.

viele Zubehör, Rohrleitungen, Bau und Transmission, genügend Rücksicht genommen wird) sowie den Wirkungsgrad, dafs etwas gröfsere Füllungsgrade wirtschaftlicher sein können.

Hrabák gibt folgende Gegenüberstellung:

Gröfste Werte wirtschaftlich vorteilhaftester Füllungen und Füllungen des kleinsten Dampfverbrauches als Grenzwerte.

Absol. Einströmungs-Spannung p at	Einzylinder-Auspuff-Maschinen		Kondensations-Maschinen		
	mit Kulissen-Steuerung	mit Expansions-Steuerung	Einzylinder-Maschinen ohne Heizung	Einzylinder-Maschinen mit Heizung	Zweizylinder-Maschinen
4	0,53—0,42	0,39—0,31	0,20—0,14	0,15—0,10	.
5	0,46—0,32	0,33—0,27	0,17—0,13	0,13—0,09	0,10—0,08
6	0,40—0,28	0,28—0,23	0,15—0,125	0,11—0,08	0,09—0,07
8	0,34—0,25	0,22—0,19	0,14—0,12	0,09—0,07	0,08—0,06
10	0,29—0,20	0,19—0,17	.	.	0,07—0,05

Anmerkung. Als normale (vorwaltend zu gebrauchende) Füllungen herzustellender Maschinen wähle man Zwischenwerte, und zwar gröfsere Werte für kleine und kleinere Werte für grofse Maschinen. Ferner können die normalen Füllungen etwas kleiner genommen werden bei hohen Brennstoffpreisen und ununterbrochenem Maschinenbetrieb; dagegen können etwas gröfsere Füllungen als normal angenommen werden bei wohlfeilem Brennstoff oder für häufig unterbrochenen Maschinenbetrieb.

Bei den Zweizylinder-Auspuffmaschinen darf man auf eine absolute Endspannung von 1,7 bis 1,25 at, bei den Dreizylinder-Kondensationsmaschinen auf eine solche von 0,6 bis 0,4 at expandieren, wobei die gröfseren Zahlen für sehr starken, die kleineren für minderen Hochdruck gelten.

Grassmann empfiehlt*) folgende indizierte mittlere Drücke für die **normale Leistung** in Abhängigkeit von dem mittleren Einströmungsdruck p_1:

für Einzylindermaschinen mit Kondensation $p_i = 1{,}2 + 0{,}2 p_1$,

für Einzylindermaschinen mit Auspuff $p_i = 1{,}2 + 0{,}25 p_1$,

für Zweiverbundmaschinen mit Kondensation $p_{red} = 1{,}2 + 0{,}09 p_1$,

für Dreiverbundmaschinen $p_{red} = 1{,}2 + 0{,}05 p_1$,

für Dreiverbundmaschinen mit grofsem Spannungsabfall in allen drei Zylindern (Schiffsmaschinen) $p_{red} = 1{,}5 + 0{,}07 p_1$

und fügt bei, dafs man, wenn reichlichere Bemessung gewünscht wird, mit p_i um 0,1 bis 0,2 herabgehen, für knappere Bemessung um ebensoviel höher gehen kann.

Die sog. **Nennleistungen** der Maschinen entsprechen meist der gröfsten, noch befriedigend wirtschaftlichen Leistungsfähigkeit der Maschine und liegen bei Zweiverbundmaschinen häufig bis bei

$$p_{red} = 1{,}2 + 0{,}12 p_1.$$

Bei Lokomobilen wird die Nennleistung ziemlich niedrig gehalten, selbst unter den Grassmannschen normalen Werten, daneben aber eine gröfste Dauerleistung und vorübergehende Höchstleistung angegeben.

*) Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine. 3. Aufl. Karlsruhe 1912. C. F. Müllersche Hofbuchhandlung.

Berechnung des Dampfverbrauches.

1. Indizierter und nutzbarer Dampfverbrauch.

Der sichtbare oder **indizierte** Dampfinhalt G_i läfst sich an jeder Stelle des Diagramms aus dem Produkt von Volumen (einschl. schädlichem Raum) und dem zur daselbst gemessenen Spannung gehörigen spezifischen Gewicht berechnen. Ist der Inhalt gesättigt, so kann das spezifische Gewicht unmittelbar der Dampftafel I. Bd. S. 416 ff. entnommen werden.

Das wirklich im Zylinder vorhandene **Dampfgewicht** besteht aus dem vom Kessel gelieferten sog. **Arbeitsdampf** G und dem durch die Kompression im schädlichen Raum eingeschlossenen **Kompressionsdampf** G_0. Ersterer ist durch Messung des Verbrauches an Speisewasser zu bestimmen, doch gelangen davon nicht in den Zylinder: 1. das Leitungskondensat, 2. die Kondensate aus Heizräumen an Mänteln, Deckeln, Aufnehmer, wenn solche vorhanden sind. Unter Arbeitsdampf ist daher grundsätzlich nur die in dem Zylinder arbeitende, vom Kessel gelieferte Dampfmenge zu verstehen. Selbstverständlich ist der Verbrauch an Manteldampf G_m der Maschine auch als Verbrauch anzurechnen.

Ist der sichtbare Dampfinhalt G_i kleiner als $G + G_0$, so liegt Niederschlagverlust vor, der Dampf enthält einen Wassergehalt $G_w = G + G_0 - G_i$, der mitunter in Prozenten des sichtbaren Inhalts oder auch in Prozenten von G angegeben wird; wogegen aus dem spezifischen Dampfinhalt x nach $G_w = x\,(G + G_0)$ der Wassergehalt des Dampfes $1 - x$ ist.

Ist der Dampf im Zylinder an der betreffenden Stelle noch überhitzt, so gibt der „gesättigt berechnete" Dampfinhalt zu hohen Betrag; man bedient sich dieser Rechnungsweise, wenn der wirkliche Gesamtinhalt bekannt ist, zur Feststellung des richtigen spezifischen Gewichts, aus dem die Temperatur des eingeschlossenen Dampfes nach I. Bd. S. 422 berechnet werden kann.

Die Zuverlässigkeit der Berechnung der Dampfinhalte leidet etwas darunter, dafs G_0 nur annähernd bestimmt werden kann. Gewöhnlich macht man die Annahme, dafs der Kompressionsdampf zu Beginn trocken sei. Bei Nafsdampf und Kondensationsbetrieb folgt aus dem Nachdampfen während der Kompression (s. oben), dafs ein erheblicher Wasserinhalt mit eingeschlossen war, es ist daher besser, mit der gröfsten während der Kompression sichtbaren Dampfmenge oder unter Umständen mit deren Endinhalt zu rechnen.

Die Lage der betreffenden Stelle gibt meist genügende Anhaltspunkte, um beurteilen zu können, dafs die Zunahme des Inhalts nicht durch Ueberhitzung entstanden ist. Bei den sehr grofsen Kompressionen der Gleichstromdampfmaschinen ist allerdings fast sicher, dafs bei geheizten Deckeln der Kompressionsinhalt überhitzt wird.

Bei Hochdruckzylindern und besonders bei Mantel- und Deckelheizung ist die Annahme trockenen Anfangsinhalts vollkommen zulässig, bei hoher Ueberhitzung darf auf überhitzten Inhalt geschlossen werden, wenn die Expansionslinie selbst grofsenteils im Ueberhitzten blieb, da die mittlere Wandtemperatur am Zylinderende höher ist als die Austrittstemperatur. Der Einflufs des Kompressionsinhalts hängt von der Gröfse der schädlichen Räume und dem Kompressionsgrad ab, wonach beurteilt werden kann, ob genaue Behandlung nötig ist.

Nutzbarer stündlicher Dampfverbrauch G_i' in kg/PSi nach Hrabák. Einzylinder-Auspuffmaschinen.

Mit Expansions-Steuerung.

Bei vollkommenen Maschinen kann G_i' durchschnittlich um 0,7 kg kleiner ausfallen.

Füll. $\frac{s_1}{s}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,30	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
p = 2,5	21,7	20,4	19,5	19,5	20,4	21,5	.	.	.	.	.
3	18,6	17,3	16,3	15,6	15,6	15,8	16,6	.	.	.	.
3,5	16,9	15,6	14,5	13,7	13,3	13,5	14,3	17,0	.	.	.
4	15,8	14,6	13,5	12,7	12,1	11,9	11,9	12,1	13,3	.	.
4,5	15,0	13,8	12,7	11,8	11,3	11,1	10,8	10,9	11,4	12,2	.
5	14,5	13,3	12,2	11,2	10,7	10,4	10,2	10,0	10,3	10,7	11,6
5,5	14,1	12,9	11,8	10,8	10,3	10,0	9,7	9,5	9,6	9,9	10,5
6	13,7	12,5	11,4	10,4	9,9	9,6	9,3	9,0	9,0	9,1	9,4
6,5	13,4	12,2	11,2	10,2	9,6	9,4	9,0	8,7	8,6	8,7	8,9
7	13,1	12,0	10,9	9,9	9,4	9,1	8,7	8,4	8,2	8,2	8,4
8	12,7	11,6	10,6	9,6	9,0	8,7	8,3	8,0	7,7	7,7	8,0
9	12,4	11,3	10,3	9,3	8,7	8,5	8,1	7,7	7,4	7,3	7,3
10	12,1	11,1	10,1	9,1	8,5	8,2	7,8	7,5	7,1	7,0	6,9
12	11,9	10,9	9,9	9,0	8,4	8,1	7,7	7,4	7,0	6,9	6,8

Mit Kulissen-Steuerung.

Bei vollkommenen Maschinen kann G_i' durchschnittlich um 0,8 kg kleiner ausfallen.

Füll. $\frac{s_1}{s}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,30	0,25	0,20	0,15
p = 2,5	22,6	22,0	22,3	.	.	.	.	.	.
3	19,6	18,6	18,0	18,2	.	.	.	.	.
3,5	17,7	16,8	15,9	15,4	15,5	.	.	.	.
4	16,7	15,6	14,7	14,0	13,7	13,7	.	.	.
4,5	15,9	14,8	13,9	13,0	12,6	12,4	.	.	.
5	15,3	14,2	13,3	12,4	11,9	11,6	11,3	.	.
5,5	14,9	13,8	12,8	12,0	11,4	11,1	10,8	.	.
6	14,4	13,4	12,4	11,5	10,9	10,6	10,2	9,8	.
6,5	14,1	13,1	12,1	11,2	10,6	10,4	9,9	9,5	.
7	13,9	12,8	11,9	10,9	10,3	10,2	9,6	9,2	8,8
8	13,5	12,5	11,5	10,6	10,0	9,6	9,2	8,8	8,5
9	13,1	12,1	11,2	10,3	9,7	9,4	8,9	8,5	8,2
10	12,9	11,9	11,0	10,1	9,4	9,1	8,7	8,3	8,0
12	12,6	11,6	10,7	9,8	9,2	8,9	8,5	8,2	7,9

Hrabák bezeichnet als **nutzbaren Dampfverbrauch** den Unterschied vom sichtbaren Dampfinhalt, berechnet aus dem Einströmvolumen, weniger Kompressionsinhalt, auf die Stunde bezogen

$$G_i' = 3600\, F c \left[\left(\frac{s_1}{s} + m\right)\gamma_1 - \left(\frac{s_k}{s} + m\right)\gamma_k\right].$$

Hierbei bedeutet s_k den Kompressionsweg von der Meſsstelle bis Hubende, γ_k das zugehörige spezifische Gewicht. Bezieht sich s_k auf den wirksamen Kompressionsbeginn, so müſste bei Naſsdampf und Kondensation ein Zuschlag (bei Heizung bis 50%) gegeben werden.

Der nutzbare Verbrauch, auf die Pferdestärke und Stunde bezogen, beträgt hiernach

$$C_i' = \frac{G_i'}{N_i} = \frac{27}{p_i}\left[\left(\frac{s_1}{s} + m\right)\gamma_1 - \left(\frac{s_k}{s} + m\right)\gamma_k\right].$$

Es empfiehlt sich, ähnlich den sichtbaren Inhalt oder auch den Verbrauch C_i für Ende der Expansion (jedoch für eine Stelle, die noch nicht vom Vorausströmen betroffen wird) mit den entsprechenden Rauminhalten oder Hubverhältnissen und spezifischen Gewichten zu berechnen, weil dies am übersichtlichsten die Zustandsänderung während der Expansion zu beurteilen gestattet.

Einzylinder-Kondensationsmaschinen. (Mit Heizung.)

Bei den Einzylinder-Kondensationsmaschinen ohne Heizung ist C_i' um die in der untersten Zeile der folgenden Tafel angegebenen Beträge gröſser; bei vorzüglichen Maschinen mit Zylinderheizung hingegen beinahe um ebensoviel kleiner und bei sehr guten Maschinen ohne Hemd etwa um 0,2 bis 0,4 kg kleiner zu nehmen.

Füll. $\frac{s_1}{s}$ =	0,5	0,4	0,333	0,30	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
p = 2,5	10,6	9,6	9,0	8,7	8,2	7,8	7,3	7,2	7,1	.	.
3	10,3	9,3	8,7	8,4	7,9	7,5	7,1	6,9	6,7	6,6	.
3,5	10,1	9,1	8,5	8,2	7,8	7,3	6,9	6,7	6,5	6,3	6,3
4	10,0	9,0	8,4	8,1	7,6	7,2	6,7	6,5	6,3	6,1	6,1
4,5	9,8	8,9	8,2	7,9	7,5	7,0	6,6	6,4	6,2	6,0	5,9
5	9,7	8,8	8,1	7,8	7,4	6,9	6,5	6,3	6,1	5,9	5,8
5,5	9,6	8,7	8,1	7,8	7,3	6,9	6,4	6,2	6,0	5,8	5,7
6	9,5	8,6	8,0	7,7	7,2	6,8	6,4	6,2	5,9	5,7	5,6
6,5	9,5	8,5	7,9	7,6	7,2	6,8	6,3	6,1	5,9	5,7	5,5
7	9,4	8,5	7,9	7,6	7,1	6,7	6,2	6,0	5,8	5,6	5,5
8	9,3	8,4	7,8	7,5	7,0	6,6	6,2	5,9	5,7	5,5	5,4
9	9,2	8,3	7,7	7,4	6,9	6,5	6,1	5,9	5,7	5,4	5,3
10	9,1	8,2	7,6	7,3	6,9	6,5	6,0	5,8	5,6	5,4	5,2
o. H. plus	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9

Sämtliche Tafeln beziehen sich auf Naſsdampfbetrieb. Für mäſsige Ueberhitzung, bei der im Diagramm noch durchaus gesättigter Dampf nachweisbar ist, können die Tafelwerte mit genügender Annäherung unverändert oder (bei Auspuff immer) mit einem Zuschlag entsprechend der verkleinerten Expansionsleistung (S. 110 Tafel für f_i) benutzt werden. Für hohe Ueberhitzung ist unmittelbare Berechnung mit genauer Berücksichtigung der schädlichen Räume und Kompression sowie der Luftleere bei Kondensation vorzuziehen.

Bei Anwendung auf Mehrzylindermaschinen bezieht man die Rechnung auf den Niederdruckzylinder, als ob die Füllungen, im

Volumverhältnis verkleinert, in diesem stattfänden, wobei die Gesamtleistung der reduzierten Spannung p_{red} entspricht.

$$C_i' = \frac{G_i'}{\Sigma N_i} = \frac{27}{p_{red}} \nu \left[\left(\frac{s_1'}{s'} + m'\right)\gamma_1' - \left(\frac{s_k'}{s'} + m'\right)\gamma_k'\right].$$

Die Füllungen, m' und $\gamma' \gamma_k'$ beziehen sich auf den Hochdruckzylinder, die Reduktion auf den Niederdruckzylinder erfolgt durch den vorgesetzten Faktor ν.

Sinngemäfs kann auch der sichtbare Dampfinhalt oder der Verbrauch von Mitteldruckzylindern mit deren Volumverhältnis (auf den Niederdruckzylinder reduziert) berechnet werden. Ebenso empfiehlt sich, den Verbrauch C_N oder den sichtbaren Inhalt G_N im Niederdruckzylinder auszurechnen, bezogen auf die Gesamtleistung

$$C_N = \frac{27}{p_{red}} \left[\left(\frac{S_1}{S} + m\right)\gamma_1 - \left(\frac{S_k}{S} + m\right)\gamma_k\right].$$

Die Füllungen und m beziehen sich hier auf den Niederdruckzylinder selbst, ebenso die zugehörigen spez. Gew. γ_1 und γ_k.

Für Vorausberechnung ist die ungemein einfache unmittelbare Berechnung des nutzbaren Dampfverbrauchs auf Grund der bei der Völligkeitsrechnung gemachten Annahmen durchzuführen.

Die Rechnung kann im Falle, dafs veränderliche Kompression bis nahe zum Einströmdruck angewendet wird, noch weiter vereinfacht werden, da man dann nur mit dem Ausdruck

$$C_i' = \frac{27}{p_{red}} \nu \frac{s_1'}{s'} \gamma'$$

zu rechnen braucht. Es empfiehlt sich für mehrere Füllungsgrade zu rechnen, um die gemachten Annahmen zu überprüfen. In diesem Falle kann unveränderte Kompression durch entsprechende Zuschläge zum Füllungsgrad entsprechend der teilweisen Ausfüllung des schädlichen Raumes leicht berücksichtigt werden.

Für hohe Ueberhitzung kann einigermafsen verläfslich nur unter Berücksichtigung der Verlustrechnung und der resultierenden anfänglichen Temperatur, die das spez. Gew. bestimmt, gerechnet werden.

2. Der Abkühlungsverlust.

Durch den Wärmeaustausch zwischen Dampf und Wandungen ergibt sich, dafs insbesondere bei Nafsdampf die im Diagramm sichtbare Dampfmenge wesentlich kleiner ist, als dem wirklichen Verbrauch entspricht, also ein ansehnlicher Teil des eintretenden Dampfes niedergeschlagen wird. Auch bei Verwendung überhitzten Dampfes berechnet sich, wenn der Vorgang sich auch dem adiabatischen sehr nähert, aus dem Einströmvolumen und Druck eine geringere Ueberhitzung als jene, die der Dampf vor dem Zylinder hatte. Es findet also auch hier eine Wärmeabgabe an die Wände statt, die allerdings auch die Ausstrahlungsverluste nach aufsen zu decken hat.

a. Nafsdampfbetrieb.

Aus dem Verlauf der Expansionslinie geht hervor, dafs die Energie (I. Bd. S. 412 ff.) zu Ende der Expansion gröfser ist als zu Anfang, so dafs die gesamte Expansionsarbeit nebst der Energievermehrung durch rückerstattete Austauschwärme gedeckt wird. Die kalorimetrische Untersuchung weist nach, dafs noch weit gröfsere — zwei- bis in ungünstigen Fällen sechsmal so grofse — Wärmemengen (Auspuffwärme) an den ausströmenden Dampf abgegeben werden, um den Wassergehalt (teilweise) zu verdampfen. Dies gestattet, abgesehen von den Vorgängen der Kompression, einen Schlufs auf die Gröfse der Niederschlagmenge, die nötig ist, um den Wänden (durch Abgabe der Verdampfungswärme r) die erforderliche Wärmemenge (Q_{41} nach S. 427, Kalorimetrische Untersuchung) zuzuführen.

Die Ausführung der Maschine hat insofern Einflufs, als die Oberfläche des schädlichen Raumes, je nach Bauart und Bemessung der Steuerungsorgane, als Vielfaches der Kolbenfläche ausgedrückt, zwischen deren Drei- bis Achtfachen*) messen kann und der Wärmeaustausch jedenfalls hauptsächlich von dieser Fläche ausgeht, daher von ihrer Gröfse abhängig sein mufs. Eine Proportionalität zwischen der Gröfse der Oberfläche und den Austauschverlusten läfst sich allerdings nicht nachweisen, ebenso nehmen die Austauschverluste in ihrem absoluten Betrag mit der Zunahme der Füllung nur sehr wenig oder gar nicht zu, bei sehr grofsen Füllungen sogar ab, so dafs man annehmen mufs, dafs die Laufläche entweder unschädlich ist, oder in ihrer Wirkung durch Steigerung der Zylindertemperatur bei zunehmender Füllung ausgeglichen wird. Es ist aufser Zweifel, dafs auch die Oberfläche im Bereich des schädlichen Raumes sich nicht gleichartig verhält. Rechnungsmäfsige Verfolgung der Austauschverluste auf dieser Grundlage ist derzeit untunlich, da auch andere Einflüsse vorliegen. Dampfnässe steigert die Verluste und kann ebenso von mitgerissenem Wasser im Dampf als auch in noch höherem Mafse von mangelhafter Entwässerung beim Auspuff, z. B. zufolge schleichenden Austritts, herrühren. Schlitzauspuff ist deshalb vorteilhaft. Bei gesättigtem Dampf steigert sich wahrscheinlich der Austauschverlust auch mit der Dampfdichte, also bei sonst gleichem Druckunterschied zwischen Eintritt und Austritt und gleichen Füllungsgraden mit der Dampfspannung.

Die aus Versuchen abgeleiteten Verlustbeträge enthalten oft auch den Einflufs von Undichtheiten und Ungenauigkeit der Auswertung. Insbesondere ist darauf zu achten, dafs der festgestellte Zustand zu Beginn der Expansion sich meist auf einen wegen der Drosselung vor Abschlufs des Einlafsorgans wesentlich tiefer gelegenen Punkt der Expansionslinie bezieht, daher nicht für die ansehnlich kleinere auf den mittleren Einströmungsdruck bezogene „zurückverlegte" Füllung gilt.

Von diesem Standpunkt sind auch die folgenden Erfahrungszahlen zu beurteilen.

Hrabák nimmt an, dafs die Austauschverluste während der Einströmung, der sog. Abkühlungsverlust C_i'', mit der Quadratwurzel aus

*) Letzteres bei kleinen Maschinen mit übergrofs bemessenen Ventilen. Kleine Maschinen sind in dieser Hinsicht stets etwas ungünstiger als grofse.

der Kolbengeschwindigkeit abnehmen, setzt daher — vielleicht etwas zu weitgehend — $C_i'' \sqrt{c}$ für eine bestimmte Maschinengattung und Arbeitsweise konstant. Er setzt den Wert $C_i'' \sqrt{c}$ bei

Maschinen mit Kulissensteuerung		= 7,0	bis	6,5,
Auspuffmaschinen mit Expansionssteuerung		= 6,0	„	5,0,
Einzylinder-Kondensations- maschinen	ohne Heizung	= 5,5	„	5,0,
	mit „	= 4,5	„	4,2,
Zweizylinder-Kondensationsmaschinen		= 4,0	„	3,5,
Dreizylinder-Kondensationsmaschinen		= 3,2	„	3,0,
Zweizylinder-Auspuffmaschinen		= 4,2	„	4,0

für gesättigten Dampf einschl. des Verbrauchs der Heizung, wo selbe vorhanden ist; dabei gelten für vollkommenere Maschinen die niedrigeren Werte. Es darf beigefügt werden, dafs bei Verbundmaschinen, deren Mantel am Hochdruckzylinder mit Kesseldampf, am Niederdruckzylinder mit Aufnehmerdampf geheizt ist, Werte des Abkühlungsverlustes gefunden werden, die bei vorzüglicher Ausführung bis auf die Hälfte der angegebenen Werte herabgehen. Der nutzbare Verbrauch ist bei diesen Maschinen zufolge geringerer Völligkeit etwas höher, der Verbrauch im ganzen doch so bedeutend niedriger als bei Heizung mit hochgespanntem Dampf, dafs diese am Niederdruckzylinder und Aufnehmer kaum mehr bei Nafsdampf angewendet wird.

Im Mantel des Hochdruckzylinders oder bei Einzylindermaschinen darf ein Verbrauch von 0,2 bis 0,3 kg für die PSi/st bei normaler Belastung als angemessen betrachtet werden, gröfsere Werte ergeben sich bei kleineren Füllungen oder bei sehr „nafs", also ungünstig arbeitenden Maschinen. Ein Teil des Mantelverbrauches deckt die Ausstrahlung nach aufsen, die bei neuzeitlichen Maschinen zufolge besseren Wärmeschutzes und schnelleren Ganges, d. h. gröfserer Leistung bei gleichen Aufsenabmessungen verhältnismäfsig weit kleiner geworden ist.

Hinsichtlich des Verhaltens der **Abkühlungsverluste bei verschiedenen Füllungen derselben Maschine** darf mit einiger Annäherung angenommen werden, dafs **der absolute Betrag der Abkühlungsverluste $G_i'' = C_i'' N_i$ konstant bleibt.** (In vielen Fällen nimmt er bei kleinen Füllungen sogar zu, wobei allerdings schwer zu trennen ist, wie weit Undichtheiten beteiligt sind. Der Mantelverbrauch ist inbegriffen.) Hieraus folgt relativ gröfserer Abkühlungsverlust für die PSi/st bei kleineren Füllungen, relativ geringerer bei gröfseren. Die Füllungen, auf die sich die obigen Erfahrungswerte beziehen, stimmen bei Einzylindermaschinen ungefähr mit den jetzt üblichen, bei Verbundmaschinen dürften sie mit 20 bis 25 %, bezogen auf die Einströmspannung, eingeschätzt werden, es gilt dann ungefähr für verschiedene Füllungen derselben Maschine, stets bezogen auf den Hochdruckzylinder,

$$C_i'' = \frac{\text{Konstante}}{s_1/s}.$$

Bei **Niederdruckzylindern** mit etwa 40 bis 50 % Füllung nehmen die Abkühlungsverluste, im Verhältnis zur Arbeitsdampfmenge ausgedrückt, mit der Höhe des Aufnehmerdruckes, zu.

Mittlere Werte bei ungefähr 1,5 at Aufnehmerdruck sind 30% der Arbeitsdampfmenge bei ungeheizten, 20% (einschl. Heizdampf) bei mit Aufnehmerdampf geheizten Niederdruckzylindern, falls der überströmende Dampf nicht etwa ungewöhnlich nafs ist.

Der angegebene Prozentsatz steigert sich ungefähr mit $\sqrt{p_a}$, so dafs z. B. bei $p_a = 2{,}0$ at abs. mit rd. 35 bzw. 23% zu rechnen wäre.

Auch dieser Verlust bleibt bei gegebener Dampfspannung und Verminderung der Füllung, z. B. bei Zwischendampfentnahme, im absoluten Wert nahezu unveränderlich, verdoppelt sich also im Prozentsatz, wenn die Füllung auf die Hälfte vermindert wird.

b. Heifsdampfbetrieb.

Die erfahrungsmäfsigen Angaben über die Abkühlungsverluste, die sich hier als Temperaturabnahme darstellen lassen (berechnet aus dem sichtbaren Inhalt bei Absperrung gegen die Temperatur vor der Maschine), müssen insofern umgerechnet werden, als sich selbstverständlich für einen um mehrere Atmosphären unter dem Einströmdruck liegenden Punkt der Expansionslinie wesentlich niedrigere Dampftemperatur ergeben mufs (oder schon gesättigter Dampf), als (unter Benutzung des Entropiediagramms leicht verfolgbar) für die auf den mittleren Einströmdruck zurückgerechnete Füllung. Auf diese bezogen, genügen bei den gröfseren Füllungen der Auspuffmaschinen und Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen zwischen 20 und 30% ungefähr 60 bis 80° Temperaturabnahme zur Deckung der Abkühlungsverluste, und es besteht auch hier die Erscheinung, dafs der so berechenbare **Wärmewert** derselben für kleinere und gröfsere Füllungen im absoluten Wert nahezu unverändert bleibt. Für die kleinen Füllungen von Einzylinder-Kondensationsmaschinen, z. B. 8 bis 10%, ergibt sich hieraus, dafs Temperaturen des überhitzten Dampfes von 300° kaum ausreichen, um zu Beginn der Expansion trockenen Dampf nachweisbar zu machen, während bei etwas gröfseren Füllungen geringerer Temperaturverlust nachweisbar ist. Die Bauart der Maschine erscheint auch hier von grofsem Einflufs. Die Angaben beziehen sich auf vollkommene Ausführungen, bei Einzylindermaschinen sind vom Dampf strömend geheizte Deckel vorausgesetzt.

Bei Niederdruckzylindern kommt nennenswerte Ueberhitzung nur bei Zwischenüberhitzung in Betracht — in diesem Falle genügen bei mittlerem Aufnehmerdruck (1,5 at abs. 40 bis 50% Füllung wie oben) schon etwa 60°, um die Abkühlungsverluste zu decken.

3. Undichtheitsverluste.

Sehr gut ausgeführte und instandgehaltene Maschinen haben nur verschwindend kleine Undichtheitsverluste C_i''', die mit etwa 5% des Verbrauchs C_i' mehr als genügend geschätzt sind.

Mäfsige Undichtheit der Einlafsventile erhöht den Verbrauch, wie schon aus dem Verlauf der Expansionslinien zu ersehen ist, leicht um 0,25 bis 0,5 kg für die PSi-st. Die Dichtheit gut angefertigter Kolbenschieber mit Schleifringen ist jener der Ventile mindestens gleichwertig. Schlecht eingeschliffene Kolbenschieber ohne Dichtungsringe können selbstverständlich Undichtheitsverluste bis zu 100% und darüber

(bei kleinen Füllungen und hohem Druck) verursachen, weshalb solche stets in erster Reihe auf Dichtheit zu prüfen sind.

4. Gesamtverbrauch.

Im Zusammenwirken sämtlicher Summanden ergibt sich der Verbrauch für die PSi/st $C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ in der Nähe der Gebrauchsfüllungen wenig verschieden, er sinkt bei günstigster Füllung um 0,1 bis 0,2 kg für die PSi/st unter die benachbarten, auf etwa 5 bis 10% mehr oder weniger Füllung bezogenen Verbrauchszahlen herab.

Gröfsere Füllungen steigen dann im Verbrauch, weil der Verlust durch unvollständige Expansion überwiegt. Bei hoher Ueberhitzung und thermisch sehr gut entworfenen Maschinen erscheint unter sonst gleichen Verhältnissen die Endspannung als der mafsgebendste Teil.

Untersuchung der Wärmeausnutzung.

Man berechnet nach I. Bd. S. 425 aus dem Verbrauch C_i in kg für die PSi/st durch Multiplikation mit dem Wärmeinhalt des Dampfes vor

Abb. 96.

Abb. 97.

der Maschine den **Wärmeverbrauch** Q_i für die PSi-st in WE und aus demselben den **thermischen Wirkungsgrad** $\eta_t = \frac{632,3}{Q_i}$.

Die Berechnung des Wärmeverbrauchs erfolgt nach den Regeln für Leistungsversuche ohne Abzug der Speisewasserwärme, um einheitliche Beurteilung zu erzielen. Es wird allerdings oft mit Abzug der wirklichen oder willkürlichen Speisewasserwärme gerechnet, in welchem Falle anzugeben ist, wie hoch die Temperatur angenommen war und ob die Vorwärmung auf Kosten der Maschine durch Vorwärmer im Abdampf, Mischung des Ausgufswassers mit Mantelkondensat oder durch Dampfentnahme aus dem Aufnehmer erfolgt ist.

Der **thermodynamische Wirkungsgrad** wird gefunden durch Vergleich des wirklichen Verbrauchs mit dem Verbrauch einer „vollkommenen", d. h. verlustlosen Maschine mit vollständiger adiabatischer Expansion bis auf den Kondensatordruck oder den Druck im Auspuffraum. Die Wärmemenge, die in der „vollkommenen" Maschine ausgenutzt erscheint, wird dem Entropiediagramm entnommen, indem man vom Anfangszustand (Druck und Temperatur vor der Maschine) eine Lotrechte entsprechend adiabatischer Expansion bis zum Druck der unteren Grenze zieht. Im Mollierschen IS-Diagramm (Abb. 96) mifst man unmittelbar den Abstand im Wärmemafsstab, im ST-Diagramm (Abb. 97) liest man die Wärmeinhalte des Anfangs- und Endzustandes an den entsprechenden Linien ab und berechnet den Unterschied.

Ist die ermittelte ausnutzbare Wärmemenge 195 WE für 1 kg Dampf von z. B. 12 at abs. und 300° bei vollständiger Expansion auf 0,1 at, so beträgt der Verbrauch der vollkommenen Maschine 632,3 : 195 = 3,242 kg für die PSi/st. Ist der wirkliche Verbrauch 4,6 kg gewesen, so folgt $\eta_{td} = 3{,}242 : 4{,}6 = 0{,}705$.

Der Verlust wird zum Teil durch die unvollständige Expansion bedingt, steigt deshalb mit der Belastung, vermindert sich aber bei höherem Gegendruck oder Auspuff, weil die Expansionsendspannung dem Gegendruck dann näher kommt. Aus diesem Grunde wird die Eignung des thermodynamischen Wirkungsgrades für die Beurteilung bestritten. Trotzdem bleibt derselbe stets wertvoll, da er ungemein einfach zu bestimmen und der Verlust durch unvollständige Expansion leicht besonders zu berechnen ist. Er beträgt bei der verlustfreien Maschine des obigen Beispieles

bei Endspannung	0,4	0,6	0,8	1,0 at
im Mittel	9	15	19	22 %.

Die Leistung des Dampfes in der vollkommenen Maschine dient als Grundlage für die sog. thermische Analyse, bei der die Verluste nach Möglichkeit nachgewiesen werden.

Uebersichtstafel über erreichte Verbrauchs- thermischen und thermo-

Maschine			Einströmungsspannung	Verbrauch kg/PSi-st
Einzylindermaschine	Auspuff	gesättigter Dampf	10 bis 12 at	10 bis 8,5
		300 bis 350° Ueberhitzung		7,25 bis 6
	Kondensation	gesättigter Dampf	8 bis 10 at	7,5 bis 7
		300 bis 350° Ueberhitzung	10 bis 12 at	5,2 bis 4,5
Zweizylindermaschine	Kondensation	gesättigter Dampf	8 bis 12 at	7,5 bis 5,5
		270° Ueberhitzung		6 bis 4,8
		300 bis 350° Ueberhitzung		5 bis 4,2
Dreizylindermaschine	Kondensation	gesättigter Dampf	12 bis 15 at	6 bis 5,1
		270° Ueberhitzung		5 bis 4,5
		300 bis 350° Ueberhitzung		4,5 bis 4

Die Summe derselben ergänzt den thermodynamischen Wirkungsgrad zur Einheit, dieser mufs daher jedenfalls berechnet werden.

Die folgende Zahlentafel gibt eine Uebersicht der Verbrauchszahlen sehr guter Maschinen und der zugehörigen thermischen und thermodynamischen Wirkungsgrade.

Um bei dem Vergleich mit einer verlustfreien Maschine auch die unvollständige Expansion zu berücksichtigen, wird der **„Gütegrad“** (abgekürzt für „Gütegrad verglichen mit der verlustfreien Maschine mit unvollständiger Expansion“) aufgestellt. Leider ist über die Berechnungsweise eine Einigung nicht erfolgt, so dafs die Annahme des Endvolumens der Expansion der verlustfreien Maschine nicht einheitlich erfolgt. Es liegen folgende Annahmen vor:

1. Die vom Kessel gelieferte Dampfmenge G expandiere in einem Zylinder ohne schädlichen Raum, dessen Hubvolumen gleich jenem der wirklichen Maschine ist (bei Verbundmaschinen deren Niederdruckzylinder).
2. Die Dampfmenge expandiere mit demselben Gesamtexpansionsgrad (mit Einbeziehung der schädlichen Räume) wie die wirkliche. (Empfohlen im Anhang zu den Regeln für Leistungsversuche 1899.)
3. Die Expansion der verlustfreien Maschine wird mit der von der wirklichen Maschine erreichten Endspannung begrenzt (Heilmann).

Jede dieser Rechnungsarten hat einzelne Nachteile, entweder wesentlich andere Endspannungen, daher z. B. Verschiebung der Schlingenbildung bei Auspuffmaschinen (bes. bei 1.) oder wesentliche Ver-

zahlen bester Maschinen, Wärmeverbrauch, dynamischen Wirkungsgrad.

Wärmeverbrauch WE/PSi-st	Thermischer Wirkungsgrad	Thermodynamischer Wirkungsgrad	Speisewasservorwärmung erzielbar bis
6670 bis 5680	0,095 bis 0,110	0,645 bis 0,716	über 90°
5300 bis 4530	0,119 bis 0,140	0,768 bis 0,810	
5000 bis 4670	0,127 bis 0,135	0,520 bis 0,534	30 bis 45°, je nach Luftleere
3800 bis 3400	0,166 bis 0,186	0,636 bis 0,674	
5000 bis 3700	0,127 bis 0,172	0,520 bis 0,665	30 bis 40°, durch Dampfentnahme aus dem Aufnehmer 60 bis 100°
4300 bis 3400	0,147 bis 0,184	0,591 bis 0,695	
3660 bis 3200	0,173 bis 0,199	0,682 bis 0,722	
4000 bis 3400	0,158 bis 0,185	0,606 bis 0,680	20 bis 30°. Dampfentnahme zur Vorwärmung, nur bei Schiffsmaschinen mitunter im Gebrauch
3600 bis 3200	0,177 bis 0,197	0,667 bis 0,717	
3300 bis 3000	0,192 bis 0,209	0,714 bis 0,735	

schiedenheit der Endvolumina der verlustfreien Maschine gegen jene der wirklichen, so dafs der Begriff der gegebenen Maschine und ihrer Belastung verloren geht. Das Endvolumen wechselt mit der Belastung und der Steuerungseinstellung. Nafsdampfmaschinen haben im Verhältnis zum Verbrauch weniger sichtbaren Dampfinhalt und kleinere Endspannungen, werden daher mit ganz wesentlich — oft um 50 % — gröfserem Endvolumen der verlustfreien Maschine verglichen, daher gegen Heifsdampfmaschinen benachteiligt.

Es erübrigt daher vorläufig nur der Nachweis der wirklichen Wärmeverluste, unter denen jener durch unvollständige Expansion nach dem wirklichen Endzustande zu berechnen ist.

Hierbei ist festzuhalten, dafs der Endinhalt Zylinderinhalt + schädl. Raum ist, dafs das enthaltene Dampfgewicht sich aus Arbeitsdampf und Kompressionsinhalt desselben (des Niederdruckzylinders bei Verbundmaschinen) zusammensetzt, daher der Dampfzustand ziemlich genau feststeht. Der Verlust ist daher aus dem Entropiediagramm leicht bestimmbar.

In Abb. 97 ist das Verfahren für das ST-Diagramm, in Abb. 96 für das IS-Diagramm ersichtlich gemacht. Letzteres ist nur verwendbar, wenn es auch die Linien des spez. Volumens enthält.

Ist p_2 die Endspannung der unvollständigen Expansion, p_k die Kondensatorspannung, so gibt $i_2 - i_k$ die Arbeit in WE für Volldruck und vollständige Expansion unterhalb der Endspannung.

Geleistet wird nur die Volldruckarbeit $(p_2 - p_k)\, V_2 \frac{10\,000}{427}$ in WE, wobei p_2 und p_k in at und V_2 in cbm.

Der Endzustand ist indessen nicht jener, der sich bei der Bestimmung des thermodynamischen Wirkungsgrades ergeben hat, wenn die adiabatische Expansion bis auf 0,6 at geführt wird.

Insbesondere bei Nafsdampf und überhaupt bei Verbundmaschinen kann der Endinhalt des Niederdruckzylinders weit gröfsere Dampfnässe enthalten, als bei adiabatischer Expansion entstünde. Es mufste demnach, da der Endinhalt des Zylinders samt schädl. Raum die Dampfmenge $G + G_0$ enthielt (G_0 bei Verbundmaschinen aus dem Niederdruckdiagramm zu bestimmen) und das Volumen $F\,(s + ms)$ beträgt, das auf 1 kg entfallende Volumen besonders berechnet werden. Ist $G + G_0$ auf einen Kolbenhub ausgerechnet, so ist $V_2 = \frac{F\,(s + ms)}{G + G_0}$ in cbm.

Der Verlust durch unvollständige Expansion ergibt sich sonach aus den eingetragenen Werten $i_2 - i_k - (p_2 - p_k)\, V_2 \frac{10\,000}{427} = 26{,}9$ in WE für 1 kg während der Verlust in der Lotrechten vom Anfangszustande 28 WE für 1 kg betragen hat.

Bei sehr früh beginnendem Vorausströmen mufs ein dem Flächenverlust im Diagramm entsprechender Betrag zu dem Verlust durch unvollständige Expansion hinzugerechnet werden.

Ein weiterer unmittelbarer Wärmeverlust entsteht durch den Druckunterschied zwischen Zylinder (Gegendruck im Diagramm) und dem Kondensator am Kolbenweg vom Hubwechsel bis zum Beginn der Kompression. Mitunter wird die Summe der beiden vorgenannten Verluste in WE mit dem Wärmewert der indizierten Arbeit von der ausnutzbaren Wärmemenge der vollständigen Expansion in Abzug gebracht und der Rest als „Restverlust" bezeichnet.

Derselbe stellt den Einflufs der übrigen Verluste: Drosselung während der Einströmung, Wärmeaustausch, Verlust durch unvollständige Expansion des Hochdruckzylinders, Ueberströmverluste zwischen den Zylindern und Ausstrahlung vor, die ihren Wärmewert den folgenden Vorgängen wieder zuführen, wobei derselbe teilweise nutzbar gemacht wird. Sie dürfen deshalb nicht summiert werden.

Bei sorgfältiger Untersuchung mufs berücksichtigt werden, dafs der Anfangszustand des Dampfes im Hochdruckzylinder dadurch verändert wird, dafs der vom Kessel kommende Arbeitsdampf sich mit dem Kompressionsdampf mischt, der nach erfolgter

Verdichtung mehr oder weniger überhitzt sein kann, so dafs sich für das Gesamtgewicht $G + G_0$ auch eine durch Mischung erzielte Durchschnittsüberhitzung ergibt (vgl. kalorimetrische Untersuchung und Heilmann, Z. d. V. d. I. 1911 S. 921).

Bei Untersuchungen, die den Niederdruckzylinder betreffen, ist zu beachten, dafs der Wärmewert Q_N des ihm zugekommenen Arbeitsdampfes gegen den Eintritt in den Hochdruckzylinder sich um das Wärmeäquivalent der Leistung N_{iH} des Hochdruckzylinders und Ausstrahlungsverluste Q_{vH} vermindert, dagegen durch vorhandene Heizung des Hochdruckmantels und Aufnehmers Q_{mH} vermehrt hat

$$Q_N = Q - 632{,}3\, N_{iH} = Q_{vH} + Q_{mH}.$$

Abdampfverwertung und Zwischendampfentnahme.

Zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit von Maschinen mit unterbrochenem Betriebe im Berg- und Hüttenwesen wird nach dem Vorgang von Rateau der Abdampf in einer Dampfturbine mit Kondensation ausgenutzt, wobei die Ungleichmäfsigkeit der Dampfabgabe durch eingeschaltete Dampfspeicher ausgeglichen wird. Als solche sind üblich **Rateausche Speicher,** ursprünglich mit Eisenmassen, später mit Wasserinhalt, der bei einzelnen Bauarten in lebhafter Bewegung erhalten wird, und **Glockenspeicher,** System Balcke-Harlé und andere, mit beweglichen, den Gasglocken nachgebildeten Behältern.

Die wesentlich günstigere Ausnutzung des Niederdruckgebietes in der Dampfturbine läfst unter Umständen bei genügender Gröfse der Anlage auch vorteilhaft erscheinen, vorhandene Kolbendampfmaschinen ohne eigene Kondensation zu betreiben und ihren Abdampf einer Dampfturbine (sog. Abdampfturbine) zuzuführen.

Abdampfverwertung für Heizung, Warmwasserbereitung, Kochen, Verdampfen und andere Fabrikationszwecke ist wegen Ausnutzung der latenten Wärme des Abdampfes, die sonst verloren geht, von gröfster wirtschaftlicher Bedeutung und kann unter Umständen mit geringer oder nicht nennenswerter Erhöhung des Gegendrucks bei Auspuffbetrieb und bei Kondensationsbetrieb erfolgen. Falls der Verwendungszweck wesentlich höheren Gegendruck erfordert, ist festzustellen, wie weit sich dadurch der Dampfverbrauch bei gleicher Leistung erhöht und ob es möglich ist, den Abdampf restlos oder grofsenteils aufzubrauchen. Ist letzteres nicht der Fall, so kommen Anordnungen in Betracht, bei denen entweder ein Zylinder einer Zwillingsmaschine oder nur eine Kolbenseite einer Einzylindermaschine mit höherem Gegendruck betrieben wird und deren Füllungsgrad durch einen vom Abdampfdruck beeinflufsten federbelasteten Kolben oder ähnlich wirkende Einrichtungen, dem Bedarf entsprechend, gestellt wird, während die andere Seite, durch den Geschwindigkeitsregler beeinflufst, die Umdrehungszahl hält und die fehlende Leistung bei bester Wirtschaftlichkeit liefert.

Bei Verbundmaschinen, die man in solchem Falle in Tandemanordnung ausführt, kann man dem Aufnehmer (Zwischenbehälter) **„Zwischendampf"** entnehmen, zu welchem Zwecke gewöhnlich die erforderliche Dampfspannung durch passende Einstellung der Füllung am Niederdruckzylinder annähernd unveränderlich erhalten wird. Hierzu dienen ebenfalls federbelastete Kolben und ähnlich wirkende Vorrichtungen, die abhängig vom Aufnehmerdruck oder vom Druck an der Verwendungsstelle wirken. Die Füllung des Hochdruckzylinders wird meist durch den Geschwindigkeitsregler beherrscht, es sind aber

auch hier andere Kombinationen möglich. Falls wegen zu geringer Belastung vom Hochdruckzylinder nicht genügende Dampfmenge in den Aufnehmer gelangt, kommt ein selbsttätiges Frischventil zur Wirkung, das Kesseldampf in die Heizleitung einläfst.

Der Hochdruckzylinder mufs der zu entnehmenden Dampfmenge entsprechend so bemessen werden, dafs allzu grofse Füllungen (wegen Regulierung und Vermeidung zu grofsen Druckabfalles, d. h. Verlustes durch unvollständige Expansion des Hochdruckzylinders) vermieden werden. Bei kleinen Füllungen entsteht durch Expansion unter den Aufnehmerdruck Arbeitsverlust (Schlingenbildung im Diagramm, wobei auch schlechtere Entwässerung des Zylinders und gröfserer Austauschverlust auftreten). Abhülfe ergibt sich am einfachsten bei Flachregler mit Drehexzenter durch gleichzeitige Verstellung des Auslafsexzenters, so dafs bei kleinen Einlafsfüllungen reichlich früherer Voraustritt erzielt wird. Zu empfehlen ist, den schädlichen Raum nicht zu klein zu wählen, so dafs auch veränderliche Kompression ausgenutzt werden kann.

Der Niederdruckzylinder arbeitet bei sehr kleinen Füllungsgraden mit grofsem Abkühlungsverlust, ist daher (nach Eberle) verhältnismäfsig klein zu bemessen, Volumverhältnis nach Umständen 1 : 2 bis 1 : 1,5, entsprechend der vorwiegend zu verarbeitenden Dampfmenge. Mantelheizung nutzt wenig, weil Mantelverbrauch zu hoch, vielleicht erweist sich Zwischenüberhitzung unmittelbar vor dem Zylinder oder Gleichstrombauart nützlicher.

Eine bequeme Uebersicht über den Einflufs verschiedener Bedingungen bezüglich Leistung und zu entnehmende Dampfmenge gibt die Darstellung nach Abb. 98. Man berechnet für den Hochdruckzylinder als Einzylindermaschine mit hohem (gegebenem) Gegendruck indizierte Leistung und Verbrauch für eine Reihe von Füllungsgraden sowohl für die PSi/st als auch zuzüglich der geschätzten Verluste den Stundenverbrauch. Ebenso berechnet man für den Niederdruckzylinder mit Aufnehmerspannung als Einströmdruck den stündlichen Verbrauch für das ganze verwendbare Füllungsgebiet. Man trägt sodann zur Abszisse Dampfverbrauch (absolut, kg/st) die Leistungen PSi des Hochdruckzylinders nach oben, jene des Niederdruckzylinders nach unten auf.

Abb. 98.

Findet keine Dampfentnahme statt, so gibt eine Lotrechte die Gesamtleistung beider Zylinder, die zugehörigen Füllungen und im Abschnitt an der Abszisse den Dampfverbrauch. Für bestimmte Leistung (Ordinate) und vorgeschriebene Zwischendampfentnahme in kg/st (Abszisse) zeichnet man ein Rechteck, z. B. auf Pauspapier, und findet durch Verschiebung die entsprechenden Füllungen und Leistungen. Aenderung der Zylindergröfse drückt sich als Aenderung des Abszissenmafsstabes aus. Bei Aenderung des Zylinderverhältnisses ändert man (proportional) nur die Abszissen der Niederdrucklinie (in Abb. 98 war 1 : 2 angenommen). Die Darstellung bezieht sich auf fest eingestelltes Vorausströmen, zeigt daher an der Leistungslinie des Hochdruckzylinders bei kleinen Füllungen den Schlingenverlust. Das Bild zeigt, dafs Maschinen mit Zwischendampfentnahme günstigere Verhältnisse erhalten, wenn sie für höhere reduzierte Gesamtspannung berechnet sind.

Wahl der Kolbengeschwindigkeit.

Die Kolbengeschwindigkeit (c in m/sk) wird nach Erfahrungsregeln, die von der Bauart, der Steuerung, Zweck und Wartungsverhältnissen der Maschine abhängen, gewählt. Die gebräuchlichen Werte zeigen stetige Zunahme unter Benutzung verhältnismäfsig kurzen Hubes und höherer Umdrehungszahl, sie lassen sich durch Beziehungen entweder

zwischen Kolbengeschwindigkeit und Hub oder zwischen Umdrehungszahl und Hub darstellen, wie in Abb. 99 durch die Linien A bis E für Kolbengeschwindigkeit, A' bis E' für Umdrehungszahl mit dem Kolbenhub als Abszisse ersichtlich.

Ueber Beschleunigungsdrücke der hin und her gehenden Massen I. Bd. Abschn. Maschinenteile. Mit der Erhöhung der Betriebspannungen sind auch die Kolbengeschwindigkeiten gesteigert worden, doch sind Regeln, nach denen c vom jeweiligen Dampfdruck abhängig erklärt wird, nicht mafsgebend. Niederdruckzylinder von mehrkurbeligen Verbundmaschinen müssen zwischen Leerlauf und Vollast mit den verschiedensten, oft sehr geringen Aufnehmerdrücken arbeiten, ebenso ist undurchführbar, Maschinen langsamer laufen zu lassen, wenn sie z. B. wegen Benutzung älterer Kesselanlagen mit niedrigerem Druck oder mit Auspuff statt Kondensation betrieben werden müssen. Selbstverständlich trägt man dem Verhalten der Massen möglichst Rechnung.

Abb. 99.

a) Werners Formel $c = 4{,}2\sqrt{s}$ ist nach heutigen Ausführungen schon für Auspuff- und Kondensationsbetrieb brauchbar, gibt aber für kleine Ventilmaschinen zu hohe Umdrehungszahl, für grofse Hübe etwas zu hohe Kolbengeschwindigkeit, die nur bei schnellgehenden Walzenzugmaschinen erreicht wird (Linie A).

b) Werners Formel $c = 3\sqrt{s}$, ursprünglich für Auspuff aufgestellt, ist bereits überholt, pafst für Flachschiebermaschinen oder ängstliche Bemessung wegen schlechter Wartung.

c) $n = 200 - 75\,s$, wonach $c = \frac{200}{30}\,s - 2{,}5\,s^2$, entspricht ungefähr fortschrittlichen Ausführungen, wobei c einen Höchstwert erreicht, der weiter beibehalten wird. Anpassung an verschiedene Ausführungslisten durch Aenderungen der Konstanten (Linie C).

d) $c = 0{,}55 + 3{,}2\,s$ entspricht ungefähr für auslösende Ventilsteuerungen, deren Umdrehungszahl die Kolbengeschwindigkeit für kleine Maschinen beschränkt (Linie B).

e) $c = 7\sqrt{s}$ pafst für schnellgehende Kapselmaschinen (E), doch sind auch hier bei kleinsten und gröfsten Maschinen der Ausführungslisten etwas kleinere Werte gebräuchlich, z. B. Linie F (ausgeglichen) nach den Ausführungen von A. Borsig, Berlin-Tegel.

In allen Fällen werden die Hübe nach bestimmten Abstufungen der Modelle gewählt, ebenso die Umdrehungszahlen nach Bedarf, z. B. des Antriebs von Drehstromgeneratoren, abgerundet oder festgesetzt.

Verhältnis von Hub und Durchmesser.

In den letzten Jahren wird zufolge der Verwendung hoher Dampfdrücke und hoher Umdrehungszahlen, die an sich jede gewünschte Kolbengeschwindigkeit zu erreichen gestatten, verhältnismäfsig kurzer Hub angewendet, obzwar verschiedene Vorzüge des langen Hubes bekannt sind. Dieselben stehen zurück gegen die Notwendigkeit, den Dampfkolben durch kräftige Kolbenstangen möglichst gut zu tragen. Anderseits vermindern sich auch die thermischen Nachteile des kurzen Hubes bezüglich Wirkung der schädlichen Oberflächen dadurch, dafs der Wärmeaustausch bei überhitztem Dampf aufserordentlich zurückgeht. Zugunsten kürzeren Hubes wird geltend gemacht, dafs die Längenausdehnung durch Erwärmung und zufolge des Druckwechsels weniger zur Geltung kommt und dafs die kürzere Maschine sich billiger baut.

Man findet deshalb auch bei liegenden Maschinen oft den Hochdruckzylinder mit Bohrungen ausgeführt, die gröfser sind als der halbe Hub, Niederdruckzylinder mit Durchmessern, die gröfser sind als der Hub. Bei Gleichstrommaschinen beträgt das Verhältnis von Bohrung zu Hub 6 : 10 bis 8 : 10.

Bei stehenden Maschinen war schon früher üblich, Hochdruckzylinder meist 1 : 1, d. h. Hub gleich Durchmesser, und Niederdruckzylinder entsprechend bis 2 : 1 zu bemessen. Schlank gebaute stehende Maschinen sind nur ganz ausnahmsweise mehr zu finden.

Bestimmte Verhältnisse sind schon deshalb nicht feststellbar, weil die Ausführungslisten der meisten Maschinenfabriken für einen bestimmten Hub verschiedene Zylinderbohrungen aufweisen.

Mechanischer Wirkungsgrad, Leerlaufwiderstand, zusätzliche Reibung.

Der **mechanische Wirkungsgrad** normal belasteter Maschinen nimmt mit deren Gröfse zu. Drückt man denselben in Prozent der Normalleistung aus, so umfafst für neuere gute Ausführung der Kolben und des Triebwerkes, Weifsmetallager und sorgfältige Schmierung eine Beziehung von der Form

$$A + B\sqrt{\frac{N_i}{c}} \quad \text{oder} \quad A + B' d \sqrt{p_i}$$

(erstere mit Benutzung des von Hrabák eingeführten Quotienten $\frac{N_e}{c}$, der hier durch $\frac{N_i}{c}$ ersetzt wird) recht gut sowohl Einzylinder- als Mehrzylindermaschinen, weil letztere bei Normalleistung geringere reduzierte Füllung erhalten und bei gleicher Leistung etwas schwächere Wellen und Zapfen haben, wodurch die vermehrte Kolbenreibung ausgeglichen zu denken ist.

Die Konstanten der Formel sind für die beigegebene Tafel so bestimmt, dafs sie tunlichst den Indizierungsergebnissen an neueren Ausführungen entsprechen; die Werte reichen bei Kondensationsmaschinen noch für Tandemmaschinen und grofse Dreifach-Expansionsmaschinen mit den für Parallelschaltung erforderlichen Schwungmassen aus, bedürfen daher nur in aufserordentlichen Fällen weiterer Verminderung. Bei kleinen raschlaufenden Auspuffmaschinen kommen trotz der gebräuchlichen Steuerung mit hoher Kompression zufolge guter Ausführung und Prefsölschmierung noch günstigere Werte vor.

Der Zahlentafel liegen folgende Formeln zugrunde:

für Auspuffmaschinen $\eta = 88 + 0{,}33 \sqrt{\frac{N_i}{c}}$,

für Kondensationsmaschinen mit Luftpumpenantrieb $\eta = 85 + 0{,}40 \sqrt{\frac{N_i}{c}}$

Prozent der ind. Normalleistung.

Der **Leerlaufwiderstand** ξ_0 läfst sich überschlägig durch eine ähnlich begründete Beziehung ausdrücken:

bei Auspuffmaschinen $\xi_0 = 10 - 0{,}30 \sqrt{\frac{N_i}{c}}$,

bei Kondensationsmaschinen $\xi_0 = 13 - 0{,}33 \sqrt{\frac{N_i}{c}}$ Prozent der ind. Normalleistung.

Die Ermittlung der Leerlaufleistung durch Indizierung gibt nur dann brauchbare Werte, wenn die Maschine gleichmäfsig durchwärmt und gut geschmiert ist, die Leerlaufindizierung soll daher stets nach einigen Betriebstunden (mit Belastung) vorgenommen werden und nicht lange währen, da sonst die Kolbenreibung zufolge ungenügender Oelverteilung im Zylinder steigen könnte. Hierdurch können sich etwas zu hohe Werte ergeben. Ebenso zeigen sich etwas höhere Leerlaufleistungen, wenn die Steuerung hierbei grofse Kompressionen gibt, also vor und während der Ueberschreitung der Kurbeltotlagen grofse Lagerbeanspruchungen entstehen.

Sofern es sich nicht um den Nachweis der Regulierfähigkeit der Maschine für Dynamobetrieb handelt, wobei Leerlauf bei **offenem** Dampfabsperrventil nachzuweisen ist, entspricht es sinngemäfs richtiger, den Leerlauf bei wesentlich verminderter Dampfspannung zu bestimmen.

Ueber rechnungsmäfsige Auswertung von Leerlaufbestimmungen vgl. Brauner Z. d. V. d. I. 1897 S. 1340, über Luftwiderstand von Schwungrädern Otto H. Mueller Z. d. V. d. I. 1888 S. 283 und E. Heinrich Z. d. V. d. I. 1913 S. 1950.

Hrabák gibt für die Leerlauf-Widerstandspannung folgende Formeln:

für Einzylinder-Auspuffmaschinen: $\sigma = \sigma' + \sigma''$,

worin $\sigma' = 0{,}042 \sqrt{p}$ und $\sigma'' = \frac{0{,}025}{d}$;

für Einzylinder-Kondensationsmaschinen: $\sigma = \sigma_k' + \sigma_k''$,

worin $\sigma_k' = 0{,}025 + 0{,}05 \sqrt{p}$ und $\sigma_k'' = \frac{0{,}045}{d}$.

Hierin ist durch $0{,}042 \sqrt{p}$ bzw. $0{,}05 \sqrt{p}$ der Stärke des Baues der Maschine Rechnung getragen.

Die Maschine ist gebaut:	leicht		mittelstark			sehr kräftig			
für eine Spannung $p =$	3	4	5	6	7	8	10	12	14
„ Auspuff $\sigma' =$	0,073	0,084	0,094	0,103	0,111	0,119	0,133	0,146	0,157
„ Kondens. $\sigma_k' =$	0,112	0,125	0,137	0,148	0,157	0,166	0,183	0,198	0,212

Kolben-Durchm. d m	Auspuff σ''	Kondens. σ_k''	Kolben-Durchm. d m	Auspuff σ''	Kondens. σ_k''	Anmerkung
0,12	0,208	.	0,60	0,042	0,075	Für die Zweizylinder-Auspuffmaschinen ist σ'' um 50% zu vergröfsern. Für die Zweizylinder-Kondensationsmaschinen ist σ_k'' um 25% und für die Dreizylinder-Kondensationsmaschinen um 40% gröfser anzunehmen als die vorstehenden Formel- oder Tafelwerte.
0,14	0,179	.	0,70	0,036	0,064	
0,16	0,156	0,281	0,80	0,031	0,056	
0,18	0,139	0,250	0,90	0,028	0,050	
0,20	0,125	0,225	1,00	0,025	0,045	
0,25	0,100	0,180	1,20	0,021	0,038	
0,30	0,083	0,150	1,40	0,018	0,032	
0,35	0,072	0,129	1,60	0,016	0,028	
0,40	0,063	0,113	1,80	0,014	0,025	
0,45	0,056	0,100	2,00	0,013	0,023	
0,50	0,050	0,090	2,50	0,010	0,018	
0,55	0,046	0,082	3,00	0,008	0,015	

Die **zusätzliche Reibung** entspricht den erhöhten Reibungsarbeiten im Triebwerk zufolge der übertragenen Kräfte, ist daher verhältnismäfsig am leichtesten rechnungsmäfsig zu verfolgen. Sie ergibt sich bei der geringen Reibungszahl gut bemessener und geschmierter Weifsmetallager und gehärteter Kreuzkopfzapfen mit Werten von kaum 2% bei kleinen Maschinen und nimmt mit der Gröfse der Maschinen und mehrzylindriger Ausführung so weit ab, dafs häufig von deren An-

Wirkungsgrad, Leerlaufwiderstand

$\frac{N_i}{c}$	$\sqrt{\frac{N_i}{c}}$	Auspuffbetrieb η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_e}{c}$	Leerlaufwiderstand ξ_0	ξ_s
5	2,24	88,7	1,13	4,44	9,33	1,93
10	3,16	89,0	1,12	8,90	9,05	1,90
20	4,47	89,5	1,12	17,9	8,66	1,86
30	5,48	89,8	1,11	26,9	8,36	1,84
40	6,32	90,1	1,110	36,03	8,10	1,81
50	7,07	90,3	1,107	45,2	7,88	1,79
60	7,75	90,6	1,104	54,3	7,68	1,77
70	8,37	90,7	1,102	63,5	7,59	1,75
80	8,94	90,9	1,100	72,8	7,32	1,73
90	9,49	91,1	1,097	82,0	7,15	1,72
100	10	91,3	1,095	91,3	7,00	1,70
200	14,1	92,7	1,079	185,3	5,77	1,58
300	17,3	93,7	1,067	281,0	4,80	1,48
400	20	94,6	1,057	378,0	4,00	1,40

Bei der Beurteilung ist zu beachten, dafs bei den üblichen hohen Dampfdrücken die Ausführung schwächerer Zapfen bei Auspuffbetrieb sich kaum mehr lohnt, bzw. dafs die

rechnung überhaupt abgesehen wird, wenn die Leerlaufreibung sicher bzw. reichlich grofs bestimmt war. In der Tafel ergibt sie sich, ausgedrückt in Prozent ξ_z der ind. Normalleistung mit jenen Beträgen, die die Summe Wirkungsgrad und Leerlaufwiderstand auf 100 ergänzen.

Diese Beträge entsprechen bei Auspuff . . $\xi_z = 2 - 0{,}03 \sqrt{\frac{N_i}{c}}$

bei Kondensation $\xi_z = 2 - 0{,}07 \sqrt{\frac{N_i}{c}}$,

womit zum Ausdruck gebracht wird, dafs gröfsere Kondensationsmaschinen vorwiegend als Verbundmaschinen in Betracht kommen.

Die bisher gebräuchlichen Werte μ in Prozent der effektiven Leistung N_e ergeben sich durch Division $\mu = \frac{\xi_z}{\eta}$.

Dieselben entsprechen ungefähr der Beziehung bei Auspuffmaschinen $\mu = 2{,}3 - 1{,}2\,d$, bei Kondensationsmaschinen $\mu = 2{,}3 - 0{,}9\,d$, worin der Zylinderdurchmesser des letzten Zylinders d in m einzusetzen ist.

Die Uebereinstimmung dieser Angabe mit den vorstehenden ist nicht ganz vollkommen, weil Einfachheit der Ausdrücke anzustreben war; die Unterschiede sind wegen der Kleinheit der ganzen Beträge für Ueberschlagrechnung belanglos.

Die zusätzliche Reibung ist, streng genommen, der Nutzleistung nicht proportional, da Füllungsänderung vorausgesetzt ist, somit kleineren Füllungen verhältnismäfsig gröfsere unter Volldruck (und Kompressionsdrücken) zurückgelegte Wege am Zapfenumfang entsprechen. Der Koeffizient der zusätzlichen Reibung durfte deshalb bei Auspuffmaschinen, die überwiegend Einzylindermaschinen sind, etwas gröfser, d. h. weniger abnehmend angesetzt werden als bei Kondensationsmaschinen.

und zusätzliche Reibung.

	Kondensationsbetrieb					
μ	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_e}{c}$	ξ_0	ξ_z	μ
2,18	85,9	1,16	4,30	12,26	1,85	2,15
2,16	86,3	1,16	8,63	11,96	1,78	2,06
2,08	86,8	1,15	17,4	11,52	1,69	1,94
2,04	87,2	1,15	26,2	11,19	1,62	1,85
2,01	87,5	1,14	39,0	10,91	1,56	1,78
1,98	87,8	1,14	43,9	10,67	1,51	1,71
1,95	88,1	1,14	52,9	10,44	1,46	1,66
1,93	88,3	1,13	61,8	10,24	1,42	1,60
1,90	88,6	1,13	70,9	10,05	1,38	1,55
1,88	88,8	1,13	79,9	9,87	1,34	1,51
1,86	89,0	1,12	89,0	9,70	1,30	1,46
1,70	90,6	1,10	181,3	8,35	1,01	1,12
1,58	91,9	1,09	275,8	7,28	0,79	0,86
1,48	93,0	1,08	372,0	6,40	0,60	0,65

Bemessung von Zapfen und Lagern bei verschiedenen Modellen selbst ein und derselben Fabrik um mehr abweicht, als solchem Unterschied bei gleicher Sicherheit entsprechen würde.

Innerhalb der Belastungsgrenzen ein und derselben Maschine dürfte **kleineren Leistungen ein gröfserer Koeffizient** der zusätzl. Reibung zugemessen werden, als für die Normalleistung angenommen wurde.

B. Steuerungen.

I. Allgemeine Anforderungen.

1. Kanal- und Oeffnungsquerschnitte.

Die Rücksicht auf Drosselung in den Dampfkanälen und Steuerteilen erfordert bestimmte Durchgangsquerschnitte. Die Drosselungsverluste nehmen unter sonst gleichen Verhältnissen mit dem Dampfdruck zu. Erfahrungsgemäfs gilt für die **Kanalquerschnitte** f die Formel $f = \frac{Fc}{w}$, worin F die wirksame Kolbenfläche, c die mittlere Kolbengeschwindigkeit gleich $\frac{ns}{30}$, mit n als minutlicher Umdrehungszahl der Maschine und s als Kolbenhub, bedeuten. Dabei ist w mit 30 bis 40 m/sk zu wählen. Die wirkliche gröfste Dampfgeschwindigkeit, auch ohne Rücksicht auf den Mehrbedarf von 15 bis 30% durch Niederschläge an den Zylinderwandungen und auf Druckverluste beim Durchströmen, beträgt bei 5facher Schubstangenlänge angenähert das 1,6fache dieser Werte, also hier 48 bzw. 64 m/sk.

Kleine oder sehr langsam laufende Maschinen erhalten auch noch kleinere Werte von w, bis 20 m/sk; für die **Steuerteile** werden je nach ihrer Verwendung und Art verschiedene Werte von w benutzt.

Flachschiebersteuerungen sollten grundsätzlich mit $w = 40$ m/sk oder mehr, bezogen auf den Zylinderkanalquerschnitt am Schieberspiegel, bemessen werden, um an Schieberreibung und an den Ausmafsen der Steuerteile zu sparen. Kanalbreite zwischen 0,6 und 0,8 D, wenn D Kolbendurchmesser; die Kanalweite ist wegen der Herstellung meist nicht unter 20 mm, nur bei sehr kleinen Maschinen bis 12 mm zu wählen. Die Kanalöffnungen werden an den Enden vorteilhaft durch Halbkreise begrenzt.

Kolbenschiebersteuerungen erhalten $w = 25$ bis 35 m/sk bei Schnellläufern, 40 bis 50 m/sk bei Lokomotiven für den Kanalquerschnitt in der Büchse, welcher jedoch meist nur für den Auslafs vollständig geöffnet wird.

Bei Schiffsmaschinen ist w für den Hochdruckzylinder etwa mit 30, für den Mitteldruckzylinder mit 35 und für den Niederdruckzylinder mit 40 m/sk zu bemessen.

Bei Fördermaschinen wird wegen der verhältnismäfsig kurzen Zeit gröfster Drehgeschwindigkeit der hierauf bezogene Wert von w für den Hochdruckzylinder-Einlafs bis 60, -Auslafs bis 45, für den Niederdruckzylinder-Einlafs bis 65, -Auslafs bis 50 m/sk gewählt.

Bei **Ventilsteuerungen** beträgt der freie Durchgangsquerschnitt jenes Doppelsitzventils 0,66 bis 0,75 der „nominellen", auf den mittleren Sitzdurchmesser bezogenen, kreisförmigen Fläche.

Auf diese **nominelle** Fläche bezogen, erhalten:

Einlafsventile des Hochdruckzylinders	$w = 22$ bis 32 m/sk,	
Auslafsventile „ „	$w = 20$ „ 30 „ ,	
Einlafsventile „ Niederdruckzylinders	$w = 25$ „ 40 „ ,	
Auslafsventile „ „	$w = 22$ „ 36 „ .	

Die kleineren Zahlen gelten im allgemeinen für kleine, die gröfseren für grofse Maschinen und für überhitzten Dampf. Bei grofsen, schnellgehenden Maschinen vermindert man den Ventilhub durch Anwendung viersitziger Ventile (Abb. 146 S. 165). Als Geschwindigkeit w bei gröfster Oeffnung im Spalt zwischen den Sitzflächen findet man 50 bis 70 m/sk. **Drehschieber** erhalten $w = 40$ m/sk. Die Kanallänge beträgt 0,8 bis 1,1 D und ist vom Durchmesser des Drehschiebers abhängig. Weitere Angaben S. 172.

2. Allgemeine Steuerungsanordnung, schädlicher Raum.

Der **schädliche Raum** soll sowohl dem Rauminhalt als der Oberfläche nach so klein wie möglich gemacht werden. Ausgenommen sind nur jene Maschinen, bei denen durch die Art der Steuerung grofse Kompressionsgrade unvermeidlich sind. Da die Querschnitte auch hinter dem Steuerungsabschlufs durch die Werte von w bestimmt sind, soll der Dampfweg im schädlichen Raum so kurz als möglich sein.

Es ist daher zu empfehlen, die **Dampfkanäle** knapp zu bemessen, dafür aber möglichst günstige Steuerungsverhältnisse zu wählen und die Dampfwege, insbesondere hinter dem Auslafs, so anzuordnen, dafs die Strömung möglichst unbehindert ist. Bei enger Dampfzuleitung werden vor den Dampfzylindern Dampfsammler benutzt, welche gleichzeitig als Wasserabscheider dienen. Zwischen Wasserabscheider und Dampfzylinder sind die Leitungsquerschnitte entsprechend den früher angegebenen Geschwindigkeiten, also gröfser als in der Dampfzuleitung, zu machen. Die Auslafskanäle sind bei liegenden Maschinen am tiefsten Punkt des Dampfzylinders so anzuordnen, dafs der Zylinder durch sie selbsttätig entwässert werden kann.

3. Dichtheit der Abschlüsse.

Die Dichtheit wird durch die Art der Steuerteile, durch ihre Formänderung bei Druck- und Temperaturänderung und durch die Abnutzung beeinflufst. Am dichtesten halten Ventile und Kolbenschieber mit Schleifringen, Drehschieber nur bei niedrigem Druck. Bei mäfsigen Abmessungen und hoher Umlaufzahl bewähren sich auch Kolbenschieber ohne Ringe.

Dem erwünschten raschen Abschlufs steht bei Ventilsteuerungen der Schlag beim Auftreffen des Ventils auf den Sitz entgegen. Die Verzögerung soll demnach erst möglichst kurz vor dem Aufsetzen erfolgen (S. 172).

II. Einfache Schiebersteuerungen.

1. Erklärungen und Bezeichnungen.

α = Kurbelwinkel K_0OK (Abb. 101, S. 146).
x = Kolbenweg, vom Totpunkt aus gemessen,

R = Kurbelhalbmesser, also $2R = s$ = Kolbenhub,
ξ = Schieberweg, von der Mittellage des Schiebers aus gerechnet,
e = Einlaſsdeckung = Entfernung der Abschluſskante des Schiebers in dessen Mittelstellung von der abschlieſsenden Kanalkante für den Dampfeintritt,
i = Auslaſsdeckung = wie vorstehend, für den Dampfaustritt, kann auch negativ sein; es muſs jedoch dann absolut genommen $e > i$ sein, da sonst Schieberkastenraum und Auspuffkanal in Verbindung kommen,
o = Kanalöffnung: für den Eintritt: $o = \xi - e$,
für den Austritt: $o = \xi - i$.

Abb. 100.

Abb. 101.

Abb. 102.

Soll für einen Kurbelwinkel α der Kanal von dem Schieber abgeschlossen oder geöffnet werden, so muſs für den Eintritt: $o = \xi - e = 0$, d. h. $\xi = e$; für den Austritt: $o = \xi - i = 0$, d. h. $\xi = i$ sein.

Ferner ist v = lineares Voreilen = Kanalöffnung für die Totlage der Kurbel ($\alpha = 0$), für den Eintritt ist: $v_e = \xi_0 - e$, für den Austritt: $v_a = \xi_0 - i$,
a = Kanalweite,
r = Exzentrizität, also $2r$ = ganzer Schieberhub,
δ = Voreilwinkel, das Exzenter eilt der Normalen auf die mittlere Richtung der Exzenterstange (Exzenterschubrichtung) um δ vor. δ kann negativ sein (Nacheilwinkel), z. B. bei Expansionsexzentern gewisser Doppelschiebersteuerungen. Im übrigen beachte man S. 152 (Veränderungen des Schieberantriebes),
b = Stegstärke (nicht unter $b = 0{,}5a + 10$ mm).

2. Schieberdiagramme für den einfachen Muschelschieber.

a. Allgemeines und Bezeichnungen.

Wenn die Bewegungsrichtung des Schiebers mit der mittleren Exzenterschubrichtung übereinstimmt, wenn also die Achse der Schieberstange durch den Wellenmittelpunkt geht (Abb. 103), ist der Schieberhub gleich $2r$.

Bildet jedoch die mittlere Exzenterschubrichtung ES mit dem Schieberweg einen Winkel β (Abb. 104), so ist der Schieberhub gröſser als $2r$, u. zw. angenähert

$$2r' = 2r\sqrt{1 + \frac{c^2}{l^2}} = \frac{2r}{\cos\beta}.$$

Man übersehe nicht, dafs in diesem Falle der wirksame Voreilwinkel δ wiederum auf die Normale zur mittleren Exzenterschubrichtung zu beziehen ist. Manchmal, wie z. B. bei Kulissensteuerungen, wird der Voreilwinkel δ von der Normalen zum Schieberweg aus gemessen, dann ist der wirksame Voreilwinkel besonders zu bestimmen.

Abb. 103.

Abb. 104.

In den folgenden Abbildungen bezeichnet stets:

VE den Anfang der Voreinströmung, d. i. den Beginn der Oeffnung des Einlafskanals, bei $\xi = e$,

E den Anfang der Expansion, d. i. den Abschlufs des Einlafskanals, wieder bei $\xi = e$,

VA den Anfang der Vorausströmung, d. i. den Beginn der Oeffnung des Auslafskanals, bei $\xi = i$,

C den Anfang der Kompression, d. i. den Abschlufs des Auslafskanals, wieder bei $\xi = i$.

Das Merkzeichen h bezieht sich auf die Deckelseite, v auf die Kurbelseite.

b. Entwurf der Schieberdiagramme für eine beabsichtigte Dampfverteilung.

α) Reuleaux-Müllersches Schieberdiagramm (Abb. 107 S. 148).

Man verzeichne den „Schieberkreis" vorläufig mit willkürlichem Halbmesser (vorteilhaft 5 cm, um die Kolbenwege sogleich in Prozent ablesen zu können), ziehe einen wagerechten Durchmesser KK, welcher die „Kolbenweglinie" darstellt, und trage auf demselben den Punkt für die gewünschte Dampfabsperrung E' auf. Umsogleich die endliche Länge der Schubstange zu berücksichtigen, übertrage man diesen Punkt mit Hülfe eines Kreisbogens $E'E_h$ vom Halbmesser der Schubstangenlänge (meist $5\,R$) auf den Schieberkreis, wodurch sich der Punkt E_h ergibt. Nimmt man den Punkt VE' des Voröffnens an (Voreinströmung hinten klein, vorn reichlich, gewöhnlich nicht über $1^1/_2\,^0/_0$), so ergibt sich auf dem Kreis der Einströmungsbogen $VE_h - E_h$. Die Sehne dieses Bogens steht senkrecht zur Exzenterschubrichtung, bestimmt demnach den Voreilwinkel δ ($= \sphericalangle MOK$, wenn MM parallel $VE_h - E_h$), ferner für unendlich lange Exzenterstange die Einlafsdeckung e und die ganze Kanalöffnung $(r - e)$, die gestattet, den richtigen Mafsstab des Diagramms festzulegen.

Bei Füllungen von etwa $50\,^0/_0$ erhält man ausreichende Oeffnung, wenn vorn $b\,(r - e) = \frac{Fc}{40}$ wird.

War der Dampfkanal mit $f = \frac{Fc}{40} = ab$ bemessen, so wird er hierbei vorn eben ganz geöffnet, hinten um den Unterschied der Deckungen weniger.

Abb. 105.

Abb. 106.

Abb. 107.

Abb. 108.

Die hintere Deckung wird dabei um so viel gröfser gewählt als die vordere, dafs ungefähr der halbe, durch die endliche Schubstangenlänge hervorgerufene Unterschied in den Füllungen ausgeglichen wird. Man wähle daher von vornherein die Füllung hinten bei mittleren Füllungsgraden um etwa 5% gröfser als vorn. Durch Ziehen der Parallelen zu MM durch den so erhaltenen Abschlufspunkt E_v ergibt sich auch das Voröffnen auf der zweiten Zylinderseite. Die gröfsere Drosselung, die zufolge höherer Kolbengeschwindigkeit und geringerer Oeffnung auf der Deckelseite während der Einströmzeit eintritt, gleicht die Füllungen, auf die Expansionslinie bezogen, einigermafsen aus. Geringe Verbesserungen sind durch Einstellen des Schiebers bei Indizierung vorzunehmen. Die „wirkliche" Füllung, die der gleichwertigen, plötzlichen Absperrung für diese Expansionslinie entspricht, liegt bei den gegebenen Oeffnungsverhältnissen etwa um 10 bis 15% zurück (Abb. 105). Die Dauer der Drosselung im Indikatordiagramm beträgt ungefähr das Doppelte.

Zur Bestimmung der Auslafsöffnung trägt man die Auslafsdeckung i, wenn positiv, jenseits, wenn negativ, diesseits von O aus auf der Exzenterschubrichtung auf und zieht von da aus die Sehne VA_h—C_h parallel zu MM. VA_h gibt den Beginn der Ausströmung (Vorausströmen), C_h deren Ende oder den Beginn der Kompression an. Die Bogen VA_h—VA' und C_h—C' bestimmen diese

Gröfsen in Prozent des Kolbenweges. Zur bequemen Messung dienen auch die Schubstangenkreise LL.

Sobald unter Berücksichtigung der erwähnten Drosselungsverhältnisse die Einströmsteuerung bestimmt ist, hat man nur noch die Freiheit, das Vorausströmen auf Kosten der Kompression oder diese auf Kosten des Vorausströmens gröfser zu wählen. Bei Einzylindermaschinen mit Auspuff oder Hoch- und Mitteldruckzylindern von Mehrzylindermaschinen ist die Kompression meist durch den schädlichen Raum in engen Grenzen bestimmt. Dabei ergeben sich auch (z. B. bei Lokomotivsteuerungen) stark negative Auslafsdeckungen. Man beachte, dafs der Kompression eine Drosselung des Auspuffdampfes vorangeht, die die Anfangsspannung der Kompression erhöht. Ebenso gelangt man auch bei Kondensationsmaschinen (Niederdruckzylindern mit Schiebersteuerung) zu negativen Auslafsdeckungen behufs Erzielung ausreichend frühen Vorausströmens (bei schnellgehenden Maschinen 20 bis 25%

Die Ausgleichung des Einflusses der endlichen Stangenlänge erfordert auf der Deckelseite kleinere Auslafsdeckung. Wenn daher der Schieber symmetrisch hergestellt ist, so gleicht die Verschiebung desselben nach der Deckelseite hin sowohl Füllung als Kompression aus, bewirkt hingegen verschiedenes Vorein- und Vorausströmen. Berücksichtigung endlicher Exzenterstangen und veränderlicher Schubrichtung S. 150.

β) Zeunersches Schieberdiagramm.

Das Zeunersche Schieberdiagramm Abb. 108, benutzt Polarkoordinaten. Man zeichnet den Kreis mit 5 cm Halbmesser, die Kolbenweglinie und die Schubstangenkreise LL wie früher, sowie entsprechend den gemachten Bemerkungen die Halbmesser für Beginn der Einströmung und Expansion. Durch Halbierung des eingeschlossenen Winkels $VE_h - O - E_h$ ergibt sich die Lage der Exzentrizität OM, die gegen die Normale zu KK den Voreilwinkel δ einschliefst. Auf diesem Halbmesser liegt der Mittelpunkt des durch O gehenden Zeunerschen Schieberkreises, den man vorläufig mit 5 cm Durchmesser einzeichnet. Ein unter dem Kurbelwinkel α gegen die Kolbenweglinie gezogener Strahl schneidet auf diesem Kreis eine Sehne $OP = r \sin(\alpha + \delta) = \xi$, also den jeweiligen Schieberweg, ab. Die Oeffnung beginnt nach Zurücklegung der Einlafsdeckung, die man als Halbmesser des durch den Schnittpunkt des Zeuner-Kreises mit dem Strahl $O - VE_h$ gehenden, aus O als Mittelpunkt gezogenen Kreises erhält. Aus der gröfsten Oeffnung $(r - e)$ ergeben sich, wie früher, der der berechneten Kanalweite (S. 144) entsprechende Mafsstab der Figur und die wirklichen Gröfsen von a, e und r.

Im Sinne der Zeunerschen Darstellung liegt es, für die Schieberbewegung jenseits der Mittellage einen zweiten Schieberkreis zu zeichnen, dessen Mittelpunkt auf demselben Strahl in entgegengesetzter Richtung liegt, und den man zur Bestimmung der Auslafssteuerung mit Hülfe der Auslafsdeckung i sinngemäfs benutzen kann. Wenn i negativ ist, liegen Beginn und Ende der Ausströmung auf den durch die Schnitte von i-Kreis und ersten Schieberkreis gegebenen Strahlen. Hier addiert sich der Betrag i zu den von O aus gezogenen Strahlabschnitten. Zur besseren Uebersicht können die Strecken i auch am

äufseren Umfang des zweiten Schieberkreises radial angefügt werden (Abb. 108 S. 148). Den zweiten Schieberkreis kann man auch benutzen, um die Füllung der zweiten Zylinderseite mit dem entsprechenden *e* einzutragen, in welchem Falle wieder die mit den Schubstangenlängen als Halbmesser gezogenen Kreisbogen LL zur Bestimmung der entsprechenden Kolbenwege dienen.

Das Zeunersche Diagramm ist besonders vorteilhaft zu benutzen, wenn veränderliche Füllungen (Umsteuerungen, verstellbare Exzenter für Flachregler) bei gleichbleibenden Deckungen behandelt werden sollen, ebenso bei Doppelschiebersteuerungen.

c. Schieberellipse.

Die Schieberellipse eignet sich nicht zum Entwurf der Steuerung, wohl aber zur übersichtlichen Darstellung der Oeffnungsverhältnisse. Als Abszissen werden die Kolbenwege, als Ordinaten die dem Müllerschen oder Zeunerschen Schieberdiagramm entnommenen Schieberwege ξ aufgetragen. Die Deckungen sind als Parallele zur Kolbenweglinie in den Entfernungen *e* und *i* von derselben einzuzeichnen. Die Oeffnungsellipse ist besonders geeignet zur Beurteilung der Drosselung sowie zur Darstellung der Abschlufsverhältnisse von Ventil- und Drehschiebersteuerungen bei verändertem Antrieb (Wälzhebel, Daumen, Corlifsscheiben usw.) (S. 172 u. 174).

d. Zur Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge in den Diagrammen dient auch die Tafel der Kurbelwinkel (S. 151).

3. Veränderungen des Schieberantriebes.

a) Die vorstehenden Entwicklungen beziehen sich in erster Linie auf die in Abb. 102 S. 146 dargestellte sogenannte Aufsenkantensteuerung. Bei Kolbenschiebern, wo das Andrücken des Schiebers auf den Schieberspiegel durch den Dampfdruck entfällt, wird vorwiegend die Innenkantensteuerung verwendet, bei der die Einströmung von der Mitte des Schiebers aus erfolgt, das Schiebergehäuse demnach mit Auspuffdampf erfüllt ist (Abb. 118 S. 155). Die Innenkantensteuerung erfordert sinngemäfs entgegengesetzte Bewegungsrichtung; während daher bei der Aufsenkantensteuerung das Exzenter der Kurbel um $(90 - \beta + \delta)$ voreilt, ist es bei der Innenkantensteuerung dagegen um 180° versetzt, eilt daher der Kurbel um $(90 + \beta - \delta)$ nach.

b) Bei kurzer Exzenterstange kann man die endliche Länge derselben nicht vernachlässigen. In dem Reuleaux-Müllerschen Diagramm (Abb. 107 S. 148) sind daher statt der Sehnen $VE—E$ und $VA—C$ Kreisbogen mit dem Halbmesser l gleich der Länge der Exzenterstange zu ziehen, welche die Gröfsen *e*, *i* und *a* bestimmen. **Bei Aufsenkantensteuerung** wird die **Einlafsöffnung der Deckelseite** hierdurch noch **vermindert,** was ungünstig ist, weshalb die Anwendung **kurzer** Exzenterstangen hier **fehlerhaft** ist. Im Gegensatz dazu wird **bei Innenkantensteuerung** die Einlafsöffnung der Deckelseite **vergröfsert, kurze** Exzenterstangen sind hier also **vorteilhaft.** Wegen der Anordnung der Dampfkanäle am tiefsten Punkt des Zylinders befindet sich bei liegenden Maschinen die Schieberstange meist stark unter der Wellenmitte, daher

Tafel der Kurbelwinkel α, entsprechend den relativen Kolbenwegen von 0,005 bis 1, für eine Schubstangenlänge $L = \infty$ bzw. $L =$ dem fünffachen Kurbelhalbmesser.

Relativer Kolbenweg $x:s$ in %	Kurbelwinkel α in Grad			Relativer Kolbenweg $x:s$ in %	Kurbelwinkel α in Grad			Relativer Kolbenweg $x:s$ in %	Kurbelwinkel α in Grad		
	für $L = \infty$	für $\lambda = 1:5$ Hingang	für $\lambda = 1:5$ Rückgang		für $L = \infty$	für $\lambda = 1:5$ Hingang	für $\lambda = 1:5$ Rückgang		für $L = \infty$	für $\lambda = 1:5$ Hingang	für $\lambda = 1:5$ Rückgang
0,5	8,1	7,3	9,0	34	71,3	66,2	77,0	**70**	113,6	108,0	118,6
1	11,5	10,4	12,7	35	72,5	67,3	78,3	71	114,8	109,3	119,8
1,5	14,1	12,8	15,7	36	73,7	68,4	79,5	72	116,1	110,6	120,9
2	16,3	14,8	18,0	37	74,9	69,5	80,7	73	117,4	111,8	122,2
2,5	18,2	16,6	20,5	38	76,1	70,7	81,8	74	118,7	113,2	123,3
3	19,9	18,2	22,2	39	77,2	71,9	83,1	75	120,0	114,6	124,6
4	23,1	21,2	24,5	**40**	78,5	73,0	84,3	76	121,3	116,0	125,9
5	25,8	23,7	28,7	41	79,6	74,1	85,4	77	122,7	117,4	127,2
6	28,3	26,0	31,6	42	80,8	75,3	86,6	78	124,1	118,9	128,5
7	30,7	28,0	34,0	43	82,0	76,4	87,8	79	125,5	120,3	129,8
8	32,9	30,2	36,3	44	83,1	77,5	88,9	**80**	126,9	121,9	131,1
9	34,9	32,0	38,7	45	84,3	78,6	90,0	81	128,3	123,4	132,5
10	36,8	33,9	40,8	46	85,4	79,8	91,2	82	129,8	124,9	133,8
11	38,7	35,5	42,6	47	86,6	80,9	92,3	83	131,3	126,5	135,3
12	40,5	37,3	44,7	48	87,7	82,2	93,5	84	132,9	128,2	136,8
13	42,3	38,8	46,5	49	88,9	83,1	94,6	85	134,4	130,0	138,1
14	44,0	40,3	48,4	**50**	90,0	84,2	95,8	86	136,1	131,6	139,6
15	45,6	41,8	50,2	51	91,2	85,4	96,9	87	137,7	133,4	141,1
16	47,2	43,2	51,8	52	92,3	86,5	98,0	88	139,5	135,3	142,7
17	48,7	44,6	53,5	53	93,4	87,7	99,1	89	141,3	137,2	144,5
18	50,2	46,2	55,1	54	94,6	88,8	100,3	**90**	143,1	139,2	146,3
19	51,7	47,6	56,6	55	95,7	90,0	101,3	91	145,1	141,3	148,0
20	53,1	48,9	58,2	56	96,9	91,1	102,5	92	147,1	143,6	149,8
21	54,5	50,2	59,7	57	98,1	92,3	103,6	93	149,3	146,0	152,0
22	56,0	51,5	61,1	58	99,2	93,4	104,7	94	151,7	148,5	154,0
23	57,3	52,8	62,5	59	100,4	94,6	105,9	95	154,2	151,3	156,4
24	58,7	54,1	64,0	**60**	101,5	95,7	107,0	96	156,9	154,3	159,0
25	60,0	55,4	65,4	61	102,7	96,9	108,1	97	160,1	157,8	161,8
26	61,3	56,6	66,7	62	103,9	98,1	109,3	97,5	161,8	159,5	163,4
27	62,6	57,8	68,1	63	105,1	99,3	110,5	98	163,7	161,9	165,2
28	63,9	59,1	69,4	64	106,3	100,5	111,5	98,5	165,9	164,3	167,2
29	65,2	60,2	70,7	65	107,5	101,7	112,7	99	168,5	167,2	169,5
30	66,4	61,5	72,0	66	108,7	103,0	113,9	99,5	171,9	171,0	172,7
31	67,7	62,6	73,3	67	109,9	104,2	115,0	**100**	180	180	180
32	68,9	63,8	74,5	68	111,1	105,4	116,2				
33	70,1	65,0	75,8	69	112,3	106,7	117,4				

ergibt sich bei kurzer Exzenterstange auch oft ein stark geknickter Antrieb unter Verwendung eines Zwischenhebels. Abb. 109 läfst die Lage der

Abb. 109.

Abb. 110.

Absperrungsbogen erkennen. Durch deren verschiedene Längen wird der Ausgleich der Oeffnungen unterstützt.

Eine weitere Vervollkommnung des Füllungsausgleichs ergibt sich durch entsprechende Lage der Uebertragungsschwinge nach Doerfel (Abb. 110). Bei der angegebenen Drehungsrichtung wird hier noch die Aenderung der Schubrichtung des Exzenters während der Bewegung ausgenutzt. Die Länge der Exzenterstange ist etwa mit $l = 7r$ zu wählen, wenn r den gröfsten vorkommenden Exzenterhalbmesser bedeutet.

c) Erfolgt die Uebertragung durch Hebel mit verschiedener Armlänge, so ist die Uebersetzung zu berücksichtigen, sowie der Einflufs der Schränkung (S. 174).

4. Abänderungen des einfachen Schiebers.

a) Der geteilte Schieber (Abb. 111) verringert den schädlichen Raum und die Schieberreibung; die Ausmafse und die Abkühlungsfläche des Schieberkastens werden jedoch nicht unwesentlich gröfser als beim einfachen Schieber. Zur Erhaltung gerader Laufflächen im Betriebe ist erforderlich, dafs die Auflagefläche der Schieber auf der Auslafsseite derart grofs gewählt wird, dafs die Belastung durch den Dampfdruck möglichst zentrisch erfolgt. Dieser Anordnung werden allgemein getrennte Drehschieber oder Ventilsteuerungen vorgezogen.

Abb. 111.

b) Abschlufsorgane mit mehrfacher Kanalöffnung haben den Zweck, schnellere Oeffnung und Schlufswirkung herbeizuführen, zugleich aber den Schieberhub und die Abmessungen der äufseren Steuerung zu verkleinern; damit ist dann auch verminderte Schieberreibung verbunden.

α) Der Kanal- oder Trickschieber (Abb. 112) gibt doppelte Oeffnung des Einlafskanals durch einen Hülfskanal unter Dampfzuströmung von

der anderen Seite her. Die Oeffnung dieses Hülfskanals erfolgt durch Ueberschleifen des Schieberspiegels. Ist s die Stegstärke, so mufs für die berechnete Oeffnungsweite a stets der Zylinderkanal im Schieberspiegel die Weite $a + s$ erhalten.

Im Reuleaux-Müllerschen Schieberdiagramm (Abb. 113) sind die Schieberöffnungen zwischen VE und E doppelt aufzutragen. Soll bei

Abb. 112.

kleineren Füllungen die verhältnismäfsige Oeffnung des Einlafskanals vergröfsert werden, so ist nicht zu übersehen, dafs hier die Oeffnung des Auslafskanals den Mafsstab des Diagramms bestimmt. Handelt es sich hingegen nur um den raschen Abschlufs des Einlafskanals zur Vermeidung von Drosselung, so bleiben die Abmessungen wie beim einfachen Muschelschieber, und es ergibt sich das Diagramm Abb. 114. Durch Vergröfserung des Trickkanals über die Weite $\frac{a}{2}$ kann hierbei während eines kleinen Kolbenweges eine Verbindung der beiden Zylinderseiten hergestellt und damit ein Druckausgleich zwischen Kompressions- und Expansionsdampf vermittelt werden, was bei Zylindern mit wechselnder Eintrittsspannung (Mittel- und Niederdruckzylindern, Drosselregelung), ferner bei Kondensationsmaschinen, insbesondere wenn sie auch für Auspuffbetrieb gebaut sein sollen, vorteilhaft sein kann. Abb. 114 zeigt das Dampfdiagramm für diesen Fall. Eine weitere Verbesserung dieses Schiebers mit Ueberströmung bildet der Weifssche Schieber (Weifs, Kondensation), der auch für den Auslafs doppelte Oeffnung gibt, jedoch verhältnismäfsig grofse Schieberabmessungen erfordert.

Abb. 113.

Abb. 114.

β) Der Pennsche Schieber (Abb. 115 u. 116 S. 154, auch Schiffsmaschinen) zeigt doppelte Oeffnung für Ein- und Auslafs. Im Schieberdiagramm für den einfachen Muschelschieber treten hier an die Stelle

von a, e und i die Kanalweite $a_1 = \frac{a}{2}$ und die Ueberdeckungen e_1 und i_1 des einzelnen Schieberlappens. Der Mafsstab ergibt sich wie früher entsprechend der berechneten Kanalweite a_1. Der Pennschieber kann noch mit einem Trickkanal versehen werden, um dreifache Einströmungsöffnung bei doppelter Ausströmung zu ergeben. Gröfsere Ausführungen erhalten oft Schieberentlastungen, bei stehenden Maschinen auch Entlastungskolben zur Verminderung des auf dem Exzenter lastenden Gewichts. Bei der Ausmittlung ist darauf zu achten, dafs die Kanäle durch überschleifende Kanten nicht verengt werden.

Abb. 115.

c) Zur Erzielung raschen Druckabfalls beim Beginn des Auspuffs soll die Ueberströmung des Dampfes auf die zweite Zylinderseite nach Weifs dienen.

d) Entlastete Schieber. Zur Verminderung der Schieberreibung und des Flächendruckes zwischen den gleitenden Flächen wird der auf dem Schieber lastende Dampfdruck teilweise oder ganz aufgehoben. Erfahrungsgemäfs rechnet man mit einem Auflagerdrucke von höchstens 20 kg/qcm unter Vernachlässigung etwaiger Gegenspannung zwischen den Gleitflächen.

α) Schieber mit entlastender Gleitfläche (Abb. 116). Die Entlastungsfläche wird meist kreisförmig ausgebildet, der Dichtungsring an die Gleitfläche durch Federn angedrückt, die das Abklappen des Schiebers zulassen. Der Entlastungsraum wird mit der Aufsenluft, dem Abdampfrohr oder dem Kondensator in Verbindung gebracht, am besten durch eine besondere, mit Probierhahn versehene Rohrleitung, da die unmittelbare Verbindung mit dem Auspuffraum des Schiebers Undichtheiten nicht erkennen läßt.

Abb. 116.

Die meisten Bauarten haben sich im Betriebe nicht tadellos bewährt.

β) Rahmen- oder offene Schieber (Abb. 117) werden durch eine eingepafste Gegenplatte entlastet. Diese muß kräftig sein, um im Dampfe ihre ebene Gleitfläche zu bewahren. Sie wird am besten durch Federn vom Schieberkastendeckel her an entsprechende Leisten des Schieberspiegels angedrückt, so dafs der Schieber genau passend zwischen den Gleitflächen schleift, ohne dafs bei Wasseransammlung im Zylinder oder hoher Kompression das Abklappen des Schiebers

verhindert wird. Es ist zu beachten, dafs an den Hubenden des Schiebers noch genügend Abdichtungsfläche bleiben mufs.

γ) Kolbenschieber (Abb. 118) werden mit Kolbenringen oder ohne Kolbenringe ausgeführt. Auf Formveränderungen ist besonders bei

Abb. 117.

Abb. 118.

Heifsdampf zu achten, ebenso auf sehr gute Führung. Da sich der Schieber nicht abheben kann, sind Sicherheitsventile am Dampfzylinder ratsam. Zumeist werden besondere Schieberbüchsen verwendet, deren Verbindungsstege in den Kanälen entweder hinterdreht oder schräg gestellt werden.

Abb. 119.

Eingeschliffene Kolbenschieber sind wie auch Flachschieber so zu fassen, dafs sie sich frei in der Büchse bewegen können, da diese selbst die Führung bildet. Kolbenschieber mit Ringen hingegen sollen nach Becher*) mit den kräftigen Spindeln starr verbunden sein, um volle Entlastung zu bieten.

ε) Der Drehschieber (Abb. 119) entsteht, wenn die Gleitfläche zylindrisch geformt wird und die Bewegung des Schiebers in eine schwingende Drehung übergeht. Für gröfsere Maschinen werden meist 4 getrennte Drehschieber angewendet (Abb. 172 S. 174).

III. Expansionssteuerungen.

Der einfache Muschelschieber wird bei unveränderlicher Expansion für kleinste Füllungen von 40 bis 45 % verwendet, wobei schon grofse Einlafsdeckungen und damit bei Flachschiebern verhältnismäfsig grofse Schieberreibungen entstehen. Für kleinere Füllungen mufs man entweder vergröfserte Kompression zulassen (Einschieber-Expansionssteuerungen) oder besondere Einrichtungen treffen (Doppelschiebersteuerungen).

1. Einschieber-Expansionssteuerungen

erfordern gleichzeitige Veränderung des Schieberhubes und Voreilwinkels durch entsprechende Verstellung des Exzentermittelpunktes auf der sogenannten Scheitelkurve. Da die zu verschiebenden Teile hier mit der Welle umlaufen, werden sie am einfachsten durch einen Achsen-

*) Z. d. V. d. I. 1913 S. 184.

regler betätigt. Das Exzenter wird auf einer zweiten, mit der Welle fest verbundenen Exzenterscheibe (Abb. 120) oder um einen aufserhalb liegenden Aufhängepunkt (Abb. 121) gedreht, geradlinig verschoben (Abb. 122) oder in anderer Weise bewegt, z. B. durch Verdrehung

Abb. 120.

Abb. 121.

Abb. 122.

eines innen angeordneten Exzenters auf der Welle bei entsprechender Aufhängung des äufseren Steuerexzenters, wobei der Einflufs der Exzenterreibung auf den Regler vermindert wird.

Die Ausmittlung der Steuerungsverhältnisse geschieht hier am einfachsten mit Hülfe des Zeunerschen Diagramms (Abb. 120). Gleichbleibendes lineares Voreinströmen würde eine geradlinige Scheitelkurve winkelrecht zur Exzenterschubrichtung verlangen. Die geradlinige Scheitelkurve sowohl, als auch die amerikanische, konkave Scheitelkurve (Abb. 121), die für Beharrungsregler meist angewendet wird, hat den Nachteil verhältnismäfsig grofser Hübe bei grofsen Füllungen und allzu kleiner Schieberöffnungen bei kleinen Füllungen. Auch der Füllungsausgleich ist bei konvexer Scheitelkurve, insbesondere bei kleinen Füllungen, günstiger. Zur vollkommenen Ausgleichung der Füllungen auf beiden Zylinderseiten dient die Anordnung einer kurzen Exzenterstange nach Doerfel (Abb. 109 u. 110 S. 152).

Die Tangente von einem Punkte der Scheitelkurve an den e-Kreis ergibt durch den Winkel AOB (Abb. 120) die Gröfse des Voreinströmens. Damit kann die Lage der Scheitelkurve mit Rücksicht auf zulässiges Voreinströmen gefunden werden. Abb. 120 gibt mittlere Verhältnisse an.

2. Doppelschiebersteuerungen.

Doppelschiebersteuerungen werden angewendet, wenn veränderliche Kompression unstatthaft ist, wenn die Umlaufzahl oder der Aufbau der

Maschine die Anwendung von Achsenreglern nicht zulassen, ferner, um Schiebersteuerungen mit Verstellung der Expansion von Hand aus oder durch Kegelregler mit Muffe zu versehen. Die Verwendung der letzteren hat zugunsten der Achsenregler oder Ventilsteuerungen abgenommen. Die Regelung kann dadurch geschehen, dafs die Steuerkantenentfernung des Expansionsschiebers oder sein Hub und Voreilwinkel verändert werden.

a. Schieberdiagramme.

Bei den gebräuchlichen Doppelschiebersteuerungen (Meyer, Rider) werden Voreinströmung, Vorausströmung und Beginn der Kompression durch einen dem einfachen Muschelschieber ähnlichen **Grundschieber** gesteuert, während der Beginn der Expansion durch einen **Expansionsschieber** festgelegt wird, der auf dem Grundschieber gleitet (Meyersche Steuerung Abb. 129, S. 159). Die Oeffnungen der Einlafskanäle im Grundschieber sind deshalb durch die **Relativbewegung** des Expansionsschiebers gegen den Grundschieber bestimmt.

Abb. 123. Abb. 124. Abb. 125.

Erfährt ein Punkt gleichzeitig zwei Verschiebungen ξ_1 und ξ_2 aus seiner Mittellage (Abb. 123), die beide als durch Exzenterantrieb erzeugt angesehen werden können (ξ_1 sei die Projektion des Exzenterhalbmessers r_1, ξ_2 die Projektion des mit r_1 unter dem Winkel φ fest verbundenen Exzenterhalbmessers r_2), so lassen sich die Gesamtverschiebungen $\xi_r = \xi_1 + \xi_2$ als Projektionen eines **resultierenden Exzenters** OE_r mit dem Halbmesser r_r bestimmen, das nach Gröfse und Richtung durch die Diagonale des aus beiden Exzenterhalbmessern OE_1 und OE_2 gebildeten Parallelogramms gefunden wird.

Ist der Unterschied zweier durch Exzenter bewirkten Verschiebungen $\xi_r = \xi_1 - \xi_2$ (Abb. 124) zu ermitteln, sind also die Ausweichungen der ersten Bewegung relativ zur zweiten zu bestimmen, so bilde man die Projektionen des **Relativexzenters** OE_r, das nach Gröfse und Richtung durch die Diagonale des aus den beiden Exzenterhalbmessern r_1 und $-r_2$ gebildeten Parallelogramms gefunden wird.

Hiernach stellt sich die Relativbewegung des Expansionsschiebers (Exzenterhalbmesser r_e, Voreilwinkel δ_e) gegen den Grundschieber (Exzenterhalbmesser r_g, Voreilwinkel δ) als eine Schieberbewegung dar, die durch das Relativexzenter (Halbmesser r_r, Voreilwinkel δ_r) hervorgebracht wird. r_e ist hierbei die Diagonale des aus r_g und r_r konstruierten Parallelogramms (Abb. 125).

Beim Entwurf einer Steuerung für eine gegebene Dampfverteilung ermittle man, wie früher angegeben, aus VE, VA und C die Exzenterschubrichtung für das Grundexzenter (Voreilwinkel δ), die Deckungen e

und i, sowie entsprechend der berechneten Kanalweite a den Maſsstab des Diagramms. In den Diagrammen (Abb. 126, 127, 128) ist die Einlaſsöffnung des Grundschiebers kleiner als a angenommen, da häufig bei den kleinen Füllungen im regelrechten Betriebe der Expansionsschieber schon teilweise abschlieſst, wenn der Grundschieber die gröſste Oeffnung freigibt, und auch oft die Oeffnung des Expansionskanals überhaupt kleiner gemacht wird als a (S. 148).

Abb. 126.

Abb. 127.

Abb. 128.

Die Gröſse des Relativexzenters ist etwa $r_r = 1{,}6\,a$ bis $2\,a$ für $ab = \frac{Fc}{40}$ zu wählen, den relativen Voreilwinkel bestimme man derart, daſs bei den im Betriebe zu erwartenden Füllungen entsprechend rascher Abschluſs erfolgt. Hierbei ist darauf zu achten, daſs r_e und damit die Abmessungen des Schieberkastens nicht zu groſs ausfallen, es sei r_e möglichst gleich r_g, höchstens etwa $1{,}25\,r_g$.

In den Abb. 127 u. 128 ist der Einfachheit halber angenommen, daſs das Relativexzenter r_r mit dem Grundexzenter gleich groſs ist.

Im Reuleaux-Müllerschen Diagramm geben die Abstände der den Kurbelstellungen für bestimmte Füllungsgrade entsprechenden Punkte E des Relativexzenterkreises von dem Durchmesser RR in der Richtung des relativen Exzenters die Deckungen d des Expansionsschiebers an (Abb. 127). Beim Zeunerschen Diagramm findet man diese Deckungen durch die vom relativen Schieberkreis R auf den betreffenden Strahlen abgeschnittenen Längen (Abb. 128). Die Diagramme sind für die Deckelseite gezeichnet, für den Grundschieber braucht natürlich kein Füllungsausgleich hergestellt zu werden. Die Schnelligkeit des Abschlusses zeigen die schraffierten Flächen an. Genau genommen, kann man die Abschluſsgeschwindigkeit nur aus dem

Zeunerdiagramm richtig erkennen, weil die Drehwinkel der Zeit proportional verlaufen. Wenn die Abschlufsverhältnisse für grofse Füllungen entsprechen sollen, mufs im Müllerschen Diagramm die Richtung RR steil, im Zeunerschen Diagramm die relative Exzentrizität mm flach liegen. Gegebenenfalls sind zweispaltige Expansionsschieber erforderlich.

Die gröfste Füllung ist durch den vom Grundschieber bestimmten Expansionsbeginn gegeben, die kleinste Füllung ist bei selbsttätiger Regelung dadurch bestimmt, dafs der Regler bei offenem Dampfventil den Leerlauf beherrschen mufs, was bei Kondensation fast stets vollkommene Nullfüllung erfordert, wobei überhaupt keine Schieberöffnung stattfinden darf.

Bei Handregelung genügt 5 bis 10 % als kleinste Füllung. Dementsprechend sind die ganze Verschiebung des Expansionsschiebers und damit die Abmessungen der Schieber zu bestimmen (S. 160). Stets ist die Forderung zu erfüllen, dafs der Grundschieber abgeschlossen haben mufs, wenn der Expansionsschieber wieder öffnet; die Wiederöffnung beginnt in dem Punkte WE, wo der relative Schieberkreis von der zu RR parallelen Abschlufslinie durch E_{max} im Reuleaux-Müllerschen Diagramm bzw. durch den durch E_{max} gehenden Abschlufskreis im Zeunerschen Diagramm geschnitten wird.

Die Abschlufsgeschwindigkeiten beider Schieber sollen grofs sein, um Drosselungen zu vermeiden. Wo höchste Leistung, wie bei Schiffsmaschinen, angestrebt wird, soll die Verschiebung der Expansionslappen so weit gehen, dafs der Kanaleintritt im Grundschieber bei Abschlufs desselben am Schieberspiegel noch entsprechend geöffnet ist.

b. Meyer-Steuerung.

Beispiel einer Bauausführung (Abb. 129). Der Füllungsgrad wird verändert durch Veränderung der Deckung d (Abb. 130 S. 160) des aus zwei Platten bestehenden Expansionsschiebers mittels einer Bewegungsschraube mit Rechts- und Linksgewinde; die Mutter in den Expansionsplatten ist vielfach zweiteilig. Die Stellung der Expansionsplatten für die verschiedenen Füllungsgrade wird aufserhalb

Abb. 129.

des Schieberkastens durch Zeiger und Skala angezeigt. Zur Entlastung des Expansionsschiebers ist der Rücken des Verteilungsschiebers mit schräglaufenden Aussparungen zu versehen. Die Bewegungsschraube erhält mit Rücksicht auf Selbsthemmung einen Steigungswinkel $\leqq 1/_7$. Der Schieber wird durch ein auf die rückwärts verlängerte Schieberstange gesetztes Handrad verstellt. Selbsttätige Einwirkung durch den Regler wird dadurch ermöglicht, dafs die Verstellschraube einen gröfseren Durchmesser erhält, so dafs einem kleinen Verdrehungswinkel eine verhältnismäfsig grofse Verschiebung der Expansionsplatten entspricht. Aufserdem wird der Kanal des Grundschiebers auf der Seite der Expansions-

platten geteilt, um kleinere Verschiebungen zu erhalten. Da der Verdrehungswinkel der Schraube trotzdem noch grofs ist, dient zum Antriebe oft ein Zahnrädchen.

Für die Konstruktion sind die in Abb. 130 eingetragenen **Gröfsen** bestimmend. Man berechne a, ermittle nach Abb. 107 oder 108 (S. 148) δ, r_g, i und e für den Grundschieber, nehme die Kanalweite in diesem etwa $a_1 = 0{,}8\,a$ entsprechend $\frac{Fc}{50}$ und vervollständige unter Berücksichtigung der vorgeschriebenen Füllungsgrenzen das Schieberdiagramm. Zeichnet man dann weiter die (vom Exzenter gelöst gedachten) Expansionsplatten in der Mittelstellung und für die kleinste Füllung eingestellt, also mit (der gröfsten Deckung) $d = d_{min}$, so findet man

Abb. 130.

die Lappenlänge $l = d_{min} + a_1 + r_r + \sigma$

(worin die Sicherheitsdeckung σ etwa 5 bis 10 mm), die Gesamtverschiebung der Lappen durch die Schraube

$$s = d_{min} + d_{max}$$

[d_{max} = (negative) Deckung für die gröfste Füllung],

den Abstand der inneren Lappenkanten von der Mitte

$$w \geqq d_{min} + d_{max},$$

den Abstand der abschliefsenden Kante S von der Mitte

$$L = a_1 + r_r + \sigma + w.$$

Bei mehrfacher Einströmung am äufseren Grundschieberspiegel zur Erreichung geringerer Verstellung der Expansionslappen ist darauf zu achten, dafs die Aussparungen derselben weit genug sind, um bei gröfster Füllung eine Kanalverengung zu vermeiden. Wird dabei die Schieberlänge zu grofs, so läfst man den näher der Schiebermitte liegenden Kanal erst öffnen, wenn die Kolbengeschwindigkeit so grofs geworden ist, dafs der äufsere Kanal allein nicht mehr den nötigen Querschnitt ergibt.

Abb. 131.

Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge (für den Grundschieber S. 148 ff.). Ermittelt man die zu gleichen relativen Kolbenwegen für die Deckel- und Kurbelseite gehörigen Kurbelstellungen (durch Bogenprojektion mit der Schubstangenlänge als Halbmesser), greift die entsprechenden Deckungen d und d' des Expansionsschiebers als Abstände der Relativexzenterkreispunkte von der Schiebermittellinie ab und trägt zu den Werten d als Abszissen die zugehörigen Werte d' als Ordinaten auf, so liegen die Endpunkte von d' auf einer flachen Kurve AB. Trägt man weiter in Abb. 131 eine Gerade CD ein, die von AB (besonders in der Nähe der meist benutzten Füllungsgrade) möglichst wenig abweicht, so erhält man in dem Unterschiede s' der Ordinaten

der Endpunkte C und D das Maſs der Verschraubung für die Kurbelseite, während für die Deckelseite die Abszissenstrecke $s = d_{min} + d_{max}$ dieses Maſs angibt.

Entsprechend den verschiedenen Werten von s und s' erhalten das Rechts- und das Linksgewinde der Verstellungsschraube verschiedene Ganghöhen. Die Strecken EC und FD sind die Deckungen, die die Schraube entsprechend der kleinsten und gröſsten Füllung auf der Kurbelseite wirklich einstellt.

c. Rider-Steuerung.

Die schräg gestellten steuernden Kanten am Expansionsschieber werden durch Querverschiebung oder durch Verdrehung verstellt (Abb. 132). Die Durchgangskanäle im Grundschieber werden auf der Einlaſsseite entsprechend den Kanten des Expansionsschiebers schräg gestellt. Die trapezförmige Schieberplatte gibt bei einer Querverschiebung u eine Längsverschiebung s der steuernden Kanten. Die

Abb. 132.

Abb. 133 bis 135.

Abb. 136.

Abb. 137.

Querverschiebung wird in eine Drehung verwandelt, indem der Rücken des Grundschiebers und der Expansionsschieber zylindrisch ausgeführt werden. Der Verschiebung u entspricht ein Drehwinkel ω von 30 bis 70°; je kleiner ω bei gewählter Verschiebung u angenommen wird, um so gröſser wird der Durchmesser des zylindrischen Expansionsschiebers.

An dem Drehhebel greift der Regler an. Der Hebel für den Reglerantrieb muſs mit der Schieberstange auf Verdrehung verbunden sein; er wird meist so angeordnet, daſs er an der Längsverschiebung der Stange nicht teilnimmt.

Konstruktionen des Rider-Schiebers Abb. 133 bis 139; Abb. 133 bis 135 offener, Abb. 136 u. 137 geschlossener, zylindrischer, also entlasteter Rider-Schieber; Abb. 138 u. 139 Rider-Kolbensteuerung, u. zw. für äuſsere und innere Dampfeinströmung.

Bestimmung der Abmessungen. Man berechne die Kanalweite a, ermittle nach Abb. 107 oder 108 (S. 148) δ, r_g, i und e für den Grundschieber, nehme die Kanalweite a etwa

$$a_1 = 0{,}8\,a \text{ entsprechend } F_c : 50$$

und dabei die Kanalbreite etwa $b_1 = b$ oder auch $a_1 = a$ und dabei $b_1 = 0{,}8\,b$.

Unter Berücksichtigung der Füllungsgrenzen vervollständige man das Schieberdiagramm (Abb. 127 oder 128 S. 158), suche d_{max} sowie die

Abb. 138.

Abb. 139.

gesamte Verschiebung $s = d_{min} + d_{max}$ und, wenn die endliche Schubstangenlänge berücksichtigt werden soll, nach Abb. 131 auf S. 160 auch d'_{max} (bzw. FD) und s' für die andere Zylinderseite.

Nachdem man sich für die Gröfse u der Querverschiebung unter Berücksichtigung des Verdrehungswinkels und des Durchmessers des Expansionsschiebers entschieden hat, läfst sich die Abwicklung des Grundschieberrückens und des Expansionsschiebers nach Abb. 132 (S. 161), am zweckmäfsigsten in der Mittelstellung und für die gröfste Füllung eingestellt, wie folgt, aufzeichnen:

Von der linken (abschliefsenden) Kanalkante S aus trage man die Kanalweite a_1, ebenso d_{max}, und von der rechten Kanalkante aus den um eine Sicherheitsdeckung σ vergröfserten Halbmesser r_r des Relativexzenters nach rechts ab, so erhält man in AA' die kleinste Länge des trapezförmigen Expansionslappens

$$l = r_r + \sigma + a_1 - d_{max}.$$

Winkelrecht zu AA' errichte man die Strecke u und messe die Längsverschiebungen s und s' nach aufsen hin ab; hierdurch sind die Richtungen der geneigten Trapezlinien gegeben (es ist $\operatorname{tg}\alpha = s : u$, $\operatorname{tg}\alpha' = s' : u$). α etwa 40 bis 60° bei freien Expansionsschieberlappen, 30 bis 40° bei Expansionsschiebern mit Schlitzen. Ferner ist die Gesamtbreite $B = u + b_1 + 2\sigma'$

und die gröfste Lappenlänge $L = l + (u + b_1)(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\alpha')$

$$\text{oder } L = l + \left(1 + \frac{b_1}{u}\right)(s + s').$$

(Die in Abb. 132 S. 161 schraffierten Streifen von der Breite σ' sind als Sicherheitsdeckungen zuzugeben.)

$$\sigma' = 10 \text{ bis } 15 \text{ mm}.$$

Um L zu verringern, teilt man vielfach das eine Trapez $AA'B'B$ in mehrere (zusammenhängende) und die Kanäle $a_1 b_1$ in ebenso viele Teile (von den Breiten b_1'); ist die Anzahl dieser Teile $= n$, so wird

$$B = n(u + b_1' + \sigma') \quad \text{und} \quad L = l + \left(1 + \frac{b_1'}{u}\right)(s + s')$$

für offene Expansionsschieber (Abb. 140).

Bei geschlossenen Expansionsschiebern mit freien Lappen findet sich schliefslich deren Durchmesser D_e aus $\pi D_e = B$.

Bei geschlossenen Expansionsschiebern mit Schlitzen kann der Durchmesser D_e kleiner werden (Abwicklung Abb. 141).

Abb. 140. Abb. 141.

Das Ineinanderlegen der Kolbenschieber hat neben der umständlichen Schieberfassung durch die Schieberstangen (Abb. 138 u. 139) und der umständlichen Führung und Verbindung der letzteren mit den Exzenterstangen noch den Nachteil grofser Empfindlichkeit bei hohem Dampfdrucke und insbesondere bei Ueberhitzung. Diese Mängel können durch Anwendung der Zweikammerbauart (unter **d**) auch für Rider-Kolbenschieber behoben werden, der aber der Nachteil grofser Räume und Flächen zwischen den Schiebern und verwickelter Zylinder anhaftet.

d. Doppelschiebersteuerungen mit Achsenreglern.

Es kommen hier nur Kolbenschieber (seltener Drehschieber) in Betracht. Auch hier können die Expansionsschieber in die Grundschieber verlegt werden. Da wegen des Dampfinhaltes der Grundschieberkanäle jedenfalls vollkommene Nullfüllung einzuhalten ist, ergeben sich grofse Exzenterabmessungen.

Abb. 142. Abb. 143.

Bei der Steinschen Anordnung (Abb. 142), wo der Expansionsschieber in seiner relativen Mittellage die Durchlafskanäle des Grundschiebers überdeckt, wird dies vermieden. Wie das Zeunersche Diagramm

(Abb. 143 S. 163) zeigt, wird der Mittelpunkt des Expansionsexzenters in einer Geraden von $r_{e\,max}$ nach $r_{e\,min}$ verschoben, das Relativexzenter gelangt dabei von $r_{r\,max}$ nach $r_{r\,min}$, der Exzenterkreis für die letztere Stellung liegt innerhalb der Ueberdeckung des Expansionsschiebers d, so dafs die Durchlafskanäle nicht mehr geöffnet werden.

Bei der Zweikammerbauart nach Doerfel (Abb. 144) laufen die Schieber in zwei getrennten Kammern, das Expansionsexzenter wird von einem

Abb. 144.

Abb. 145.

Achsenregler betätigt, u. zw. in ähnlicher Weise, wie S. 156 beschrieben; nur ist zu beachten, dafs hier die Expansionssteuerung weiter nach vorwärts verdreht sein kann (Abb. 145), da das Voreinströmen vom Grundschieber gesteuert wird. Dieser wird entweder durch ein festes Exzenter angetrieben oder nach Doerfel vom Regler etwas verstellt, so dafs auch die Kompression veränderlich wird. Abb. 144 zeigt doppelten Dampfabschlufs des Expansionsschiebers.

3. Steuerungen mit getrennten Abschlufsteilen für Ein- und Auslafs jeder Zylinderseite.

Für grofse Leistungen erhalten gemeinsame Steuerteile zu grofse Abmessungen und ergeben grofse Reibungsverluste oder grofse schädliche Räume. Durch die Trennung der Steuerorgane wird die Einstellung jedes Abschlusses für sich ermöglicht, manche sehen ferner einen Vorteil darin, dafs der frisch eintretende Dampf hier nicht sogleich mit den durch den strömenden Abdampf gekühlten Dampfwegen in Berührung kommt.

a. Ventilsteuerungen.

α) **Ventile.** Die Ventile werden als teilweise entlastete Doppelsitzventile (I. Bd., Maschinenteile) ausgeführt (Abb. 147), mit der Strömung fast immer derart, dafs ein geringer, für die Dichtung erforderlicher Dampfdruck auf dem Ventilsitz vorhanden ist. Bei grofsen Ausführungen werden zur Verminderung des Ventilhubes auch viersitzige Ventile ver-

wendet (Abb. 146 nach Sulzer). Der Durchmesser des Ventils ist nach S. 144 zu berechnen, die übrigen Abmessungen sind derart zu bestimmen, dafs die Dampfgeschwindigkeit nirgends zu grofs und der schädliche Raum möglichst klein wird.

Die Neigung der Sitzflächen wird bis zu 65° gegen die Sitzebene gewählt, u. zw. derart, dafs entweder beide Sitze gleiche Neigung haben (Sulzer), oder dafs ihre Kegel in eine gemeinsame Spitze zulaufen (Collmann). In neuerer Zeit werden vielfach ebene Sitze wegen geringster Empfindlichkeit gegen Formänderungen und gröfster Ausnutzung des Ventilhubes bevorzugt. Dementsprechend werden auch die Ventilkörbe mit ebenen Dichtungsflächen und oft auch derart ausgeführt, dafs sie in der Höhe der Ventile etwa die gleichen Erwärmungsverhältnisse aufweisen wie diese (Abb. 147). Ventile und Körbe werden aus gleichem Metall, hartem Gufseisen, hergestellt. Die Ventile sind im Sitz gut zu führen und vor seitlichem Druck möglichst zu schützen. Sie sollen in warmem Zustand eingeschliffen werden (Probe auf Dichtheit). Die Stopfbüchsen der Ventilspindeln werden mit Metallpackung versehen oder besser als Labyrinthdichtung ausgeführt (Abb. 155 S. 167). Statt der Ventile werden auch Kolbenschieber mit Ringen verwendet.

Abb. 146.

Abb. 147.

β) **Anordnung der Ventile.** Bei liegenden Maschinen sind meist die Einlafsventile oben, die Auslafsventile unten in der Mittelebene des Zylinders angebracht (Abb. 208 bis 210 S. 190 u. 191). Manchmal werden die Ventile auch seitlich, anschliefsend an einen gemeinsamen Ein- und Auslafskanal, angeordnet. Die Ventile oder ebenso gesteuerten Kolbenschieber werden vorteilhaft auch an die Endflächen des Zylinders verlegt (van den Kerchove), wodurch kleine schädliche Räume und Flächen erzielt werden. Auch stehende Maschinen haben gewöhnlich gemeinsame Steuerkanäle mit seitlich neben- oder übereinander angebrachten Ein- und Auslafsventilen (vgl. Leist, Die Steuerungen der Dampfmaschinen, Springer 1905 S. 373 u. 738). Zur Entwässerung des Zylinders sind die Auslafsventile so zu legen, dafs kein Wassersack entsteht. Im übrigen ist aufser auf einfachen Antrieb auf gute Zugänglichkeit der Ventile zu achten.

γ) Der **Antrieb der Ventile** geschieht bei liegenden Maschinen meist nur dann unmittelbar von der Kurbelwelle aus mit Exzentern, wenn die Ventile seitlich am Zylinder liegen. Sonst werden die einzelnen Ventile von einer besonderen, meist mit Kegelrädern angetriebenen, wagerechten Steuerwelle angetrieben. Die entsprechenden Exzenter oder Daumen für beide Zylinderseiten sind um 180° gegeneinander aufgekeilt oder behufs Füllungsausgleiches ein wenig davon abweichend. Bei stehenden Maschinen werden entweder ebenfalls Steuerwellen oder Exzenter auf den Kurbelwellen benutzt. Da hierbei

je ein Exzenter für beide Zylinderseiten zur Verwendung kommt, ist der Füllungsausgleich mit kurzer Exzenterstange (S. 150) zu empfehlen. (Dubbel, Entwerfen und Berechnen von Dampfmaschinen, Springer 1910, S. 167 u. 168).

Veränderliche Füllungen werden entweder durch Ausklinkvorrichtungen (Auslösesteuerungen) oder durch Verstellung der Gelenkpunkte des Steuerungsantriebs (kraftschlüssige bzw. zwangläufige Steuerungen) bewirkt. Die Bewegung mufs derart auf die Ventile übertragen werden, dafs bei Auslösesteuerungen vor, bei zwangläufigen Steuerungen gleichzeitig mit dem Aufsetzen des Ventils eine Trennung der An-

Abb. 148.

Abb. 149.

Abb. 150.

Abb. 151.

Abb. 152.

triebsteile erfolgen kann, und dafs dann sowohl das Zusammentreffen der getrennten Teile sowie das Auftreffen des Ventils auf den Sitz mit mäfsiger Geschwindigkeit vor sich geht. Hierzu dienen bei zwangläufigen Steuerungen Wälzhebel und Schwingdaumen oder umlaufende Daumen mit Rollen, bei Auslösesteuerungen Klinken oder Backen mit geringer Eingriffgeschwindigkeit und besondere Luft- oder Flüssigkeitspuffer (Abb. 148 u. 149), manchmal auch in Verbindung mit Wälzhebeln.

Wälzhebel und Schwingdaumen sind in den Abb. 150 bis 155 dargestellt (vgl. Abb. 157 bis 161 S. 169). Erstere wirken durch Veränderung der Uebersetzung während der Bewegung. Man unterscheidet Wälzhebel

ohne festen Drehpunkt (Abb. 150) und Wälzhebel mit festem Drehpunkt (Abb. 151 u. 152). Das Gleiten der Wälzhebel aufeinander ist möglichst zu vermeiden.

In neuerer Zeit werden Schwingdaumen bevorzugt (Abb. 153, Collmann; Abb. 154, Lentz).

Der in Abb. 155 dargestellte Doppeldaumen von Doerfel dient nach Sulzers Vorgang zum zwangläufigen Schlufs des Ventils unter möglicher Weglassung der Schlufsfeder. Das Hängenbleiben der Ventilspindel bei wechselndem Hub ist hier ausgeschlossen; zur Sicherheit gegen Brüche ist zwischen Spindel und Ventil eine kleine, im Betrieb wenig deformierte Feder eingeschaltet. Um stetige Auflage der Rollen auf den Daumen zu sichern und Ungenauigkeiten der Herstellung oder Formänderungen bei Temperaturerhöhung auszugleichen, werden Federn eingeschaltet, wobei der Spielraum der Rollen durch Anschläge klein gehalten wird. Bei neueren Ausführungen kommt man mit weniger Gelenken aus als beim Doerfelschen Daumen.

Abb. 153.

Abb. 154.

Abb. 155.

Abb. 156.

Zur Erreichung bester Oeffnungsverhältnisse ist die Bahn der Rolle etwas gegen die Anlaufkurve des Nockens hin zu neigen, der seitliche Druck erhöht sich hierbei.

Der Antrieb durch umlaufende unrunde Scheiben wird zumeist für Niederdruck- und Auslafssteuerungen angewendet.

Nach Abb. 156 findet man die (für Kurbeltotlage gezeichneten) Anfangs- und Endpunkte der Nocken für Einlafs und Auslafs durch Bestimmung der zu VE, E, VA und C gehörigen Kurbelstellungen

(bei Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge für beide Zylinderseiten auszuführen). Weicht die Andrückrichtung der Rolle von der Lage in Abb. 156 S. 166 ab, so sind die Nocken um den gleichen Winkel zu versetzen. Die Höhe der Nocken in radialer Richtung ist unter Berücksichtigung der Uebersetzung zwischen Rolle und Ventil so zu bemessen, dafs der berechnete Ventilhub erzielt wird. Die An- und Ablaufkurven müssen tangential in die Kreise einlaufen und sind mit Rücksicht auf die Beschleunigungen und Verzögerungen der Massen so zu formen, dafs Rolle und Nocken bei geöffnetem Ventil stets in Berührung bleiben.*) Für einen dampfdichten Ventilschlufs mufs zwischen nockenfreiem Teil der Scheibe und Rolle ein geringer Spielraum (rd. $^1/_2$ mm) vorhanden sein.

Der Antrieb durch umlaufende unrunde Scheiben eignet sich nicht sehr für schnellgehende, grofse Maschinen wegen der freien, grofsen Gestängemassen. Die ablaufende Seite des Daumens soll sanfteren Uebergang zeigen.

Die erforderliche Federkraft für den Ventilschlufs hängt im wesentlichen von dem Beschleunigungsdruck der mit dem Ventil verbundenen Massen, von deren Gewicht, der Stopfbüchsenreibung und dem auf der Spindel lastenden Dampfdruck ab. Aufserdem kommt bei Hochdruckventilen bei kleinem Hub die Saugwirkung des strömenden Dampfes in Betracht. Es ist zu beachten, dafs die erforderliche Federkraft mit der Umdrehungszahl sehr rasch wächst.

Die Beanspruchung der Federn soll 3000 kg/qcm keinesfalls übersteigen. Die Federn sind übrigens in weiten Grenzen nachspannbar einzurichten. Bei Ausklinksteuerungen ist die Schlufszeit des Ventils etwa mit 10 bis 15$^0/_0$ des Kolbenweges bei gröfstem Ventilhub zu bemessen, wonach die Beschleunigung des Ventils zu bestimmen ist. Bei zwangläufigen Steuerungen ist die Beschleunigung unmittelbar aus der Antriebsbewegung gegeben. Die Teile des Gestänges sind nach Bedarf einstellbar zu bauen, mit Rücksicht auf Ungenauigkeiten der Ausführung und Wärmedehnungen. Auch auf die Längenausdehnung des Dampfzylinders gegenüber der kalt bleibenden Steuerwelle ist bei der Aufstellung zu achten.

δ) Zwangläufige Steuerungen.

1. Die zwangläufigen Steuerungen lassen im allgemeinen gröfsere Umdrehungszahlen zu als Auslösesteuerungen, erfordern aber gröfsere Ventilabmessungen und gröfsere Verstellkraft des Reglers und ergeben nicht so genaue Ventilabschlüsse.

2. Die Antriebsvorrichtung für die Einlafssteuerung wird in verschiedener Weise vom Regler veränderlich gemacht. Insbesondere kommen folgende Formen vor:

a) Gleichbleibende Antriebkurve (Exzenterkreis) mit vom Regler veränderlicher Abnahmerichtung (umlegbare Lenker). Beispiel: Widnmann-Steuerung, Abb. 157. (Gebräuchlich l etwa $5r$).

b) Veränderliche Antriebkurve durch Aenderung der Führungsrichtung der Exzenterstange.

---

*) Hartmann, Z. d. V. d. I. 1905 u. a.

α) Kurbelviereck mit einer umlaufenden und einer schwingenden Kurbel, letztere mit veränderlichem Drehpunkt, Abnahme von einem Punkt des Lenkers aus. (Vgl. Umsteuerungen S. 186 ff.)

Beispiel: Radovanovič-Steuerung, Abb. 158. (Gebräuchlich a etwa $6r$.)

Abb. 157.

β) Kurbelviereck mit zwei umlaufenden Kurbeln, deren eine einen vom Regler verstellbaren Mittelpunkt erhält. Der Lenker erhält

Abb. 160.

Abb. 159.

Abb. 158.

Abb. 161.

Abb. 162.

Ringform, die Bewegungsabnahme durch Exzenterring vom Mittelpunkt aus. Statt der zweiten Kurbel auch unrunde Scheibe mit Rollen verwendbar.

Beispiel: Körner Steuerung, Abb. 160.

c) Verbindung zweier Exzenterbewegungen bei veränderlichem Hub einer derselben (wobei freilich gewöhnlich auch der Voreilwinkel und die Abnahmerichtung etwas verändert werden). Die zweite Exzenterbewegung kann von der Exzenterstange abgeleitet werden.

Beispiel: Alte Collmann-Steuerung (Abb. 161).

d) Steuerungen mit veränderlicher Bewegung unrunder Scheiben. Beispiel: Zvoniček-Steuerung (Abb. 162 S. 169).

e) Steuerungen mit Achsenreglern auf der Steuerwelle.

3. Bei a), bα) und c) kann bei entsprechend gewählter Drehungsrichtung und bei der gewöhnlichen gegenseitigen Lage der Ein- und Auslafsventile meist ein Exzenter für beide Antriebe gemeinsam verwendet werden. Hat man nämlich dem Auslafs entsprechend den Punkt VE auf dem Exzenterkreis bestimmt, so hat man bei den Steuerungen nach a) den Lenkerhebel derart zu verschieben, dafs der Angriffspunkt der Abnahmestange A bei Aenderung der Reglerstellung möglichst genau einen Kreis um VE beschreibt. Bei den Steuerungen nach bα) ist die Verdrehung der Schubkurve der Exzenterstange derart vorzunehmen, dafs der geführte Punkt P im Augenblick der Voreinströmung seine Lage möglichst wenig ändert. Bei den Steuerungen nach c) ist dementsprechend die Kulissenrichtung derart zu wählen, dafs wieder der Abnahmepunkt A für das Voreinströmen nur eine geringe und nahezu winkelrecht zur Abnahmerichtung AB gelegene Bewegung macht.

Für die Ausmittlung der übrigen Steuerungsarten sind die bereits besprochenen Schieberdiagramme unmittelbar anzuwenden.

Da im Augenblick der Ventilöffnung die gröfsten Drücke im Steuergestänge auftreten, ist darauf zu achten, dafs der Beginn des Voreinströmens möglichst genau gleichbleibend ist; doch mufs hierauf aus baulichen Rücksichten, besonders zur Verminderung des Verstellungsweges des Reglers, bei den unter a) und c) genannten Steuerungen gewöhnlich verzichtet werden. Bei verhältnismäfsig energischen Achsenreglern sind gröfsere Unterschiede ohne weiteres zulässig. Der mittlere verhältnismäfsige Rückdruck auf den Regler ergibt sich für jede beliebige Oeffnungsstellung ohne Rücksicht auf Reibungen und Aenderung des Federdruckes aus der senkrechten Entfernung zweier benachbarter Ventilerhebungskurven (Abb. 167 S. 172), d. i. aus dem Wege des Ventils bei entsprechender Reglerverschiebung unter Feststellung der Kurbel. Wo die Bauart es zuläfst, sind Druckwechsel im Antriebsgestänge der Steuerungen zu vermeiden.

ι) **Ausklinksteuerungen.**

1. Der Antrieb der Ein- und Auslafsventile erfolgt zumeist gesondert durch Exzenter, häufig wird der Auslafs auch hier zwangläufig gesteuert. Damit sich die Mitnehmerklinke sanft auf den Ventilhebel aufsetzt und manchmal auch, um grofse Füllungen zu ermöglichen, werden die Einlafsexzenter neuerdings meist nacheilend aufgekeilt, so dafs ein geringer Ueberhub entsteht; dabei liegt die höchste Stellung der arbeitenden Kante der Mitnehmerklinke nur so weit über dem Ventilhebel in seiner Ruhestellung für das geschlossene Ventil, dafs die Klinke noch sicher einfällt. Das Einklinken geschieht durch Eigengewicht oder Federkraft. Die Ventilhübe werden dann bei unmittelbarem Exzenterantrieb für grofse Füllungen unverhältnismäfsig grofs, daher auch Daumenantrieb (Abb. 165) gebräuchlich. Um die Eingriffsgeschwindigkeit zu vermindern und gleichzeitig gröfsere Klinkenquerbewegung bei kleinen Füllungsgraden zu erzielen und damit die Umlaufzahl durch den Regler besser zu beherrschen, werden in manchen Fällen statt des unmittelbaren Exzenterantriebs

Lenker mit herzförmigen Abnahmekurven verwendet (z. B. Carels). Als Vorteile der Auslösesteuerungen sind der rasche Ventilschlufs bis gegen den Sitz hin und die geringe Stellkraft des Reglers anzuführen.

2. Ausklinkung bei verschiedenen Füllungen entweder durch einen Anschlag für die Klinke oder durch veränderlichen Antrieb (gesteuerte Backen nach Sulzer). Bei zwangläufigem Antrieb der Klinke wird in den meisten Fällen die gemeinsame Wirkung zweier Exzenterbewegungen

Abb. 163.

Abb. 164.

Abb. 165.

verwendet, manchmal aber auch die veränderliche Führung der Exzenterstange.

Als Beispiele für die Verwendung eines Anschlages diene die Steuerung von Collmann (neue Collmann-Steuerung) (Abb. 163 u. 148 S. 166) und die Marx-Steuerung (Abb. 164). Eine Ausklinksteuerung mit zwangläufiger Klinkenbewegung stellt Abb. 165 dar (Maschinenfabrik Augsburg).

3. Die Steuerungsausmittlung erfolgt zeichnerisch durch das Steuerschema. Nach Eintragung der Steuerwelle und der festen Bolzen der Ventilhaube in ihrer gegenseitigen Lage verzeichnet man den „Schieberkreis" um die Achse der Steuerwelle und wählt entsprechend dem erforderlichen Ueberhub (Abb. 106 S. 148) den Punkt VE. Durch Wahl des Voreinströmens ergibt sich die Kolbenweglinie unter Zuhülfenahme der Schubstangenbogen (Abb. 107 S. 148 u. 166 S. 172).*)

Formgebung des Abstreifers durch Aufzeichnen des Ventilhebels mit Klinke und Abstreifer für die einzelnen Füllungen (Füllungs-

*) Um die Abbildung deutlicher zu machen, sind der Ueberhub und Ventilhub zu grofs gewählt, wodurch auch die grofse Länge der Klinke und die ungünstige Abstreiferform bedingt sind.

Zu beachten ist, dafs der Ventilhebel hinreichend lang sei, damit die Kraft für die Klinkenauslösung gering wird, und dafs er nach der Auslösung ohne Berührung der Klinke frei schwinge. Die Gleitflächen an Hebel und Klinke sind so zu gestalten, dafs Flächenauflage vorhanden ist.

grenzen) in den entsprechenden Lagen, in denen die Kanten gerade abschneiden müssen, damit auch Reglerhub bestimmt (Abb. 166).

Die Gröfse der Exzentrizität ergibt sich aus dem gewünschten Ventilhub und dem Uebersetzungsverhältnis. Damit sind auch für jeden Füllungsgrad die Lagen des Klinkendrehpunktes gegeben, bei denen das Ausklinken erfolgen soll, vorausgesetzt, dafs die Fallzeit als bekannt angenommen wird. Hiernach ist dann die Form der Klinke bei Anschlagausklinkung oder die Art der Bewegungsänderung bei zwangläufiger Auslösung zu bestimmen. Das Steuerschema ist für beide Zylinderseiten gesondert auszuarbeiten, wobei das Voreinströmen gleich grofs angenommen werden kann.

Abb. 166.

ζ) Ventilerhebungsdiagramme. Trägt man entsprechend der Schieberellipse (S. 150) als Abszissen die Kolbenwege, als Ordinaten die zugehörigen Hübe des Ventils auf, die aus dem Steuerschema zu entnehmen sind, so erhält man das Ventilerhebungsdiagramm (Abb. 167), das einen Einblick in die Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverhältnisse des Ventils gibt. Bei Ausklinksteuerungen erfolgt die Schlufsbewegung entsprechend der Schlufsfederkraft und den Widerständen. Trägt man wie bei der Schieberellipse die Linie ein, die einer auf die jeweilige Kolbengeschwindigkeit bezogenen Dampfgeschwindigkeit von 60 m entspricht, so kann man im Dampfdiagramm den Beginn der Drosselung annähernd festlegen.

Abb. 167.

b. Drehschiebersteuerungen.

α) Drehschieber werden in den meisten Fällen als getrennte Schieber für Ein- und Auslafs ausgeführt, seltener als Muschelschieber (Abb. 119 S. 155). Sie laufen gewöhnlich unmittelbar in den am Zylinder oder Zylinderdeckel angegossenen Gehäusen und werden durch Dampf druck und Federn auf die Gleitflächen angedrückt. Die Fassung der Drehschieber durch die Schieberwellen oder Schieberspindeln erfolgt

entweder durch Mitnehmer an den Enden derselben (Abb. 168) oder besser mittels durchgehender Spindeln, die entweder radial in offene Schieber (Abb. 169) oder achsial in geschlossene Schieber (Abb. 170) eingebracht werden. In allen Fällen ist auf sorgfältiges Einpassen der Spindeln (auch in der Längsrichtung) zu achten. Amerikanische Ausführungen zeigen überdies an den Schieberenden zentrierende, verschnittene Sattelstücke nach Abb. 171.

Die Abdichtung der Spindeln erfolgt durch Stopfbüchsen aus Bronze oder mittels Dichtungsringes *a* (Stahl auf Gufseisen) (Abb. 169), für den gute Schmierung vorzusehen ist. Wenn der Druck im Schiebergehäuse wechselnd über und unter dem Atmosphärendruck liegt, mufs eine entsprechend kräftige Feder *f* angebracht werden. Die Antriebhebel sind der wechselnden Antriebrichtung wegen besonders sorgfältig auf die Spindeln aufzukeilen; diese sind gegen Längsverschiebungen zu schützen (Stellringe). Bei Einlafsschiebern wird häufig ein Trickkanal angewendet (Abb. 172 S. 174).

Abb. 169.

Abb. 171.

Abb. 170.

Abb. 168.

Die Abmessungen der Steuerkanäle ergeben sich nach S. 145. Der Durchmesser des Schiebers hängt von der Art des Antriebs und von der Gröfse der zu erzielenden Füllung ab; er wächst mit kleinerer Füllung. Bei Anwendung von Steuerscheiben (S. 174) und Trickspalte beim Einlafsschieber kann der Durchmesser vorläufig etwa mit 3,2 bis 4 × Kanalweite *a*, bei unmittelbarem Exzenterantrieb mit 4 bis 5 × Kanalweite *a* gewählt werden. Es ist empfehlenswert, den wirksamen Hebelarm der Antriebstange mindestens 10 bis 20 mm gröfser als den Halbmesser des Schiebers, und den kleinsten Winkel, den diese Antriebstange mit dem Halbmesser des Antriebhebels einschliefst, nicht unter rd. 40° anzunehmen. Die Querschnittsformen der Schieber sind derart zu wählen, dafs in allen Stellungen genügend Durchgang für den Dampf

vorhanden ist, dafs jedoch anderseits durch Hohlräume des Auslafsschiebers nicht zu grofse schädliche Räume entstehen.

Drehschieber werden besonders für Mittel- und Niederdrucksteuerungen wegen kleiner schädlicher Räume bevorzugt, bei hohen Dampfdrücken und Ueberhitzung eignen sich Ventile besser.

β) Anordnung der Drehschieber. Bei liegenden Maschinen werden entweder die Einlafsschieber oben, die Auslafsschieber unten oder beide mit gemeinsamem Steuerkanal unter der Zylinderbohrung oder auch in den Deckeln angeordnet (Abb. 212 S. 192). Stets ist für selbsttätige Entwässerung des Zylinders durch den Auslafsschieber zu sorgen. Bei stehenden Maschinen werden gewöhnlich getrennte Steuerkanäle verwendet.

γ) Der Antrieb der Drehschieber erfolgt durch Exzenter von der Kurbelwelle aus, u. zw. entweder unmittelbar (bei rasch laufenden Maschinen) oder unter Zwischenschaltung einer Steuerscheibe mit Kniehebelwirkung. Häufig werden Ein- und Auslafssteuerung getrennt und zwei Exzenter angebracht.

Veränderliche Füllungen werden in der Regel durch Ausklinksteuerungen erzielt. Bei hohem Dampfdruck und Ueberhitzung werden

Abb. 172.

Abb. 173.

Ventilsteuerungen bevorzugt. Bei unmittelbarem Exzenterantrieb kommen die einfachen Schieberdiagramme mit den entsprechenden Uebersetzungen zur Anwendung. Es ist darauf zu achten, dafs in der äufsersten Schlufsstellung des Schiebers noch genügende Dichtungsfläche auf der der steuernden Kante entgegengesetzten Seite verbleibt. Bei Anordnungen mit Steuerscheibe (Abb. 172) ist die äufserste Schlufsstellung für den Einlafs meist nahe an der Strecklage zu wählen. Ueber sie nennenswert hinauszugehen, wobei Zucken im Antriebgestänge auftritt, ist nicht zu empfehlen. Beim Auslafs geht man gewöhnlich nicht bis zur Strecklage. Durch diese Antriebverhältnisse wird erzielt, dafs bei geschlossenem Schieber verhältnismäfsig kleine Wege beschrieben werden. Infolgedessen kommt man mit kleinen Schiebern und geringerer Schieberreibung aus.

Der Ausschlag der Schieberhebel und der Steuerscheibe soll 75° nicht übersteigen. Bei unmittelbarem Schieberantrieb verteilt man die Ausschläge oft unsymmetrisch, derart, dafs die Mittellage gegen die

Oeffnungsseite hin liegt. Statt einer Steuerscheibe wird häufig auch ein Stern verwendet.

δ) Entsprechend der Schieberellipse (S. 150) ist auch hier die Kurve der Schieberöffnungen, bezogen auf den Kolbenweg, zur Beurteilung der Steuerung dienlich. Abb. 173 zeigt ein solches Schieberöffnungsdiagramm für den Einlafs bei Anwendung einer Steuerscheibe.

c. Der Dampfkolben als Auslafsschieber. (Gleichstromdampfmaschine.)

In neuerer Zeit wird nach dem Entwurf von Prof. Stumpf der Dampfkolben unmittelbar als Auslafsschieber verwendet, während für den Einlafs vorzugsweise entlastete Ventile benutzt werden. Der Frischdampf tritt unten in die Deckel ein, heizt die Deckelflächen, tritt dann durch das oben im Deckel untergebrachte Ventil in den Zylinder über, folgt arbeitleistend dem Kolben und tritt nach vollzogener Expansion durch am entgegengesetzten Ende des Kolbenhubes, d. i. in der Mitte des Zylinders, angebrachte und vom Kolben gesteuerte Schlitze aus (Gleichstrom). Infolge der Gleichstrombewegung werden die schädlichen Flächen nicht durch vorbeistreichenden kalten Auspuffdampf gekühlt. Gleichzeitig tritt eine bedeutende Verkleinerung des schädlichen Raumes nach Inhalt und Oberfläche ein, die Undichtheit eines besonderen Auslafsorgans fällt weg, und der Ausströmwiderstand entfällt fast vollständig wegen der günstigen Ausströmverhältnisse und des grofsen Querschnitts der Auspuffschlitze. Infolge des Wegfalls der Auskühlung der schädlichen Flächen fallen die Zylinderkondensation und die Stufeneinteilung fort.

Abb. 174.

Abb. 175.

Die Vorausströmung wird im Mittel zu 10 % und damit die Kompression zu 90 % angenommen. Wegen der grofsen Kompression ist die Anordnung für Kondensation besonders geeignet. Der schädliche Raum richtet sich nach der Gröfse des Gegendruckes ($1^1/_2$ bis 2 % bei Kondensationsmaschinen, etwa 16 bis 17 % bei Auspuffmaschinen). Um Kondensationsmaschinen auch mit Auspuff betreiben zu können, wird schädlicher Raum (Abb. 174 u. 176) im Betrage von etwa 14 bis 15 % zugeschaltet. Der Zuschaltraum wird durch besondere Zuschaltventile (Abb. 176) mit dem Zylinderinneren in Verbindung gesetzt. Anbringung des zusätzlichen schädlichen Raumes zweckmäfsig so, dafs er im abgeschlossenen Zustande als Wärmeschutz dient.

Die Einlafsventile werden behufs Erzielung des gewünschten kleinen schädlichen Raumes und günstiger Strömungsverhältnisse zweckmäfsig im Deckel tunlichst nahe an der Stopfbüchse angebracht.

Abb. 176.

Behufs Verminderung des schädlichen Raumes und der schädlichen Flächen werden die Einlafsventile ohne Korb, aber mit Sitzplatte eingesetzt (Abb. 174 u. 176). Letztere ermöglicht kleinere Ventilhöhe, kleinere Ventilmafse, bessere Dichtung und Bearbeitung der Ventiltasche.

Behufs Verminderung der Ueberströmwiderstände ist der Kondensator tunlichst nahe an den Zylinder heranzuschieben und mit möglichst grofsem Ueberströmquerschnitt an den Auspuffwulst anzuschliefsen (Abb. 175 S. 175).

Die Einschaltung von Oelabscheidern, Vorwärmern und Wechselventil zwischen Zylinder und Kondensator ist tunlichst zu vermeiden. Der Kondensator ist bei Betriebsmaschinen so mit der Luftpumpe und

Abb. 177.

der Atmosphäre zu verbinden, dafs bei Auspuffbetrieb der Kondensator als Schalldämpfer arbeitet (Abb. 176).

Die Zylinderdeckel sind immer, die Kopfenden des Zylinders in den meisten Fällen gemäfs Abb. 174 S. 175 mit Dampfmantel auszurüsten, während der mittlere Teil des Zylinders in dem Auspuffwulst einen

Kühlmantel erhält. Zwischen beiden sind zweckmäfsig Zonen anzubringen, welche weder geheizt, noch gekühlt werden. Die Deckelflächen sind die wichtigsten Heizflächen und sollten unter allen Umständen geheizt werden. Bei Sattdampf ist die Heizung am wirksamsten, bei hoch überhitztem Dampf dagegen gering. Um die Deckelheizung kräftigst zu betonen, wird der Deckel meist bis zum Ende der Normalfüllung vorgezogen, so dafs die schädlichen Flächen der Normalfüllung unter der höchsten Heiztemperatur stehen.

Abb. 177 zeigt eine Gleichstromdampfmaschine für Auspuff und höheren Gegendruck. Im Kolben ist ein Kolbenschieber untergebracht, welcher von einem an der Schubstange angebrachten exzentrischen Zapfen angetrieben wird. Hierdurch wird der Auspuff verlängert, der schädliche Raum vermindert ($1^1/_2$ bis $2^0/_0$) und unter völliger Aufrechterhaltung des Gleichstromprinzips eine Dampfverteilung gemäfs Diagramm Abb. 178 erzielt. Der Dampf strömt während der Auspuffbewegung des Kolbens in den Kolbenhohlraum und von hier in die Auspuffschlitze über.

Abb. 178.

Die Gleichstromdampfmaschine eignet sich gleich gut für Sattdampf wie für überhitzten Dampf.

IV. Umsteuerungen.

a. Die Umkehrung der Drehungsrichtung

kann eingeleitet werden:

1. **Durch Vertauschung des Dampf-Zu- und Abströmkanals** mit einem besonderen Umsteuerschieber, wodurch der eigentliche Steuerschieber abwechselnd mit Aufsen- oder Innenkantensteuerung arbeitet.

2. **Durch Verschiebung eines beweglichen Schieberspiegels** zwischen dem Steuerschieber und den Dampfkanälen zum Zylinder, wobei von einer Steuerkante des Schiebers einmal die Kurbelseite, einmal die Deckelseite gesteuert wird.

3. **Durch Umkehrhebel,** unter Verkehrung der jeweiligen Bewegungsrichtung des Schiebers von der Mittellage aus.

4. **Durch Verwendung eines doppelten Schiebers,** von dem eine Seite für Vorwärts-, die andere für Rückwärtsgang an den gemeinsamen Schieberspiegel kommt.

Bei diesen Anordnungen ist die Anwendung eines Voreilwinkels und der Schieberdeckungen unmöglich, daher auch Expansion und Kompression, weshalb sie kaum mehr Verwendung finden.

b. Umsteuerung mit losem oder verschiebbarem Exzenter.

1. Beim sogenannten **losen Exzenter** wird dieses durch Gegengewicht ausgeglichen und aus der Stellung für Vorwärtsgang (Abb. 179 S. 178) durch Verdrehen um die Wellenachse um $180^0 - 2\,\delta$ in die für

Rückwärtsgang gebracht. Dies kann durch ein Handrad, eine achsial verschiebbare Muffe mit steiler Schraube oder durch Verschieben der Exzenterstange mittels Hebels geschehen. Die Dampfverteilung für die Endstellungen des Exzenters ist regelrecht.

2. Beim **verschiebbaren Exzenter** wird sein Mittelpunkt meist auf einer winkelrecht zur Exzenterschubrichtung stehenden Kulisse verschoben (Abb. 180 u. 122, S. 156). Dadurch werden Hub, Voreilwinkel und damit auch die Expansion bei gleichbleibendem linearen Voreilen verändert. Bei weiterer Verschiebung tritt Umsteuerung ein, in der Endlage ganz entsprechend der Umsteuerung mit losem Exzenter. Die Dampfverteilung ist regelrecht. Schieber und Dampfdiagramm sind wie für den einfachen Schieber zu bestimmen.

Abb. 179.

Abb. 180.

Die Verschiebung des Exzenters ist während des Ganges nicht leicht ausführbar, ihre Wirkung läſst sich durch die folgenden Bauarten ersetzen.

c. Kulissensteuerungen.

1. **Allgemeines.** Die Schieberbewegung wird aus zwei Exzenterantrieben derart zusammengesetzt, daſs einer derselben oder beide ihrer Gröſse und Richtung nach durch eine Kulisse verändert werden können; die Verschiebung ihres Aufhängepunktes wirkt auf die Exzenterschubrichtungen, die Verschiebung des Kulissensteines in der als Hebel wirkenden Kulisse auf die wirksame Hublänge des Antriebs oder auch gleichzeitig auf den Voreilwinkel ein.

Bei der angenäherten Zusammensetzung zweier solcher schwingenden Bewegungen kann stets ein gedachtes Ersatzexzenter gefunden werden, das ähnliche Verhältnisse ergibt. Den geometrischen Ort seiner Mittelpunkte bei den verschiedenen Kulissenstellungen nennt man die **Scheitelkurve.**

Zur Bestimmung der einzelnen Punkte derselben dient folgendes Näherungsverfahren: Auſser der Annahme von gegenüber den Exzentrizitäten sehr langen Exzenterstangen wird noch vorausgesetzt, daſs sich jeder Punkt der Kulisse und auch der Kulissenstein nahe parallel zu der durch Mitte Antriebwelle und Angriffpunkt an der Schieberstange bestimmten Richtung, der Kulissenschubrichtung, bewege.

In Abb. 181 seien r die wirklichen Exzentermittelpunkte bei Kurbeltotlage, Ox die Kulissenschubrichtung, OA und OB die mittleren Exzenterschubrichtungen, die durch jene Punkte der Bahnen von A und B zu ziehen sind, deren Entfernung von O gleich der Exzenterstangenlänge ist (Abb. 182 u. 183). β_1 und β_2 ergeben sich hiernach als deren Neigungswinkel gegen Ox, so daſs die in dieser Richtung gemessenen Weglängen von A und B werden:

$$2\,r_1 = \frac{2\,r}{\cos\beta_1} \quad \text{und} \quad 2\,r_2 = \frac{2\,r}{\cos\beta_2} \text{ (Abb. 104, S. 147).}$$

Die gleichen Weglängen in Ox würden durch Exzenter vom Halbmesser r_1 und r_2 mit den Voreilwinkeln $\delta + \beta_1$ und $\delta + \beta_2$ erzielt werden, die, wie aus der Abbildung hervorgeht, hier auf die Kulissenschubrichtung zu beziehen sind.

Die in derselben Richtung Ox gemessene Weglänge des Kulissensteines C, die in gleicher Gröfse auf den Schieber übertragen wird, ist die Summe der den Drehungen der Kulisse um B und A entsprechenden Verschiebungen des zusammenfallenden Kulissenpunktes. Die Drehung um B trägt

Abb. 181.

Abb. 183.

Abb. 182.

dazu, wenn $2c$ die Kulissenlänge und x_1 den Ausschlag von A, von seiner Mittelstellung aus gemessen, endlich u die Verschiebung des Steins in der Kulisse von der Mitte aus bedeuten, den Wert $x_1 \frac{c+u}{2c}$, die Drehung um A bei entsprechenden Bezeichnungen den Wert $x_2 \frac{c-u}{2c}$ bei, so dafs der in Ox gemessene Weg von C wird: $\frac{1}{2c}[x_1(c+u) + x_2(c-u)]$. Man erkennt hieraus, wie das Ersatzexzenter r_r zu bilden ist: Man hat r_1 im Verhältnis $\frac{c+u}{2c}$, r_2 im Verhältnis $\frac{c-u}{2c}$ zu verkleinern und vektoriell zu summieren. Der Endpunkt des Ersatzexzenters r_r liegt auf der Verbindungsgeraden $r_1 r_2$ und teilt diese im Verhältnis $\frac{c-u}{c+u}$.

Die Abb. 182 gilt für sog. „offene Exzenterstangen", bei „gekreuzten Stangen" (Abb. 183), wo r_1 auf B, r_2 auf A einwirken, wäre für die gleichen Verhältnisse der Abstand von C von seiner Mittellage:

$$\frac{1}{2c}[x_2(c+u) + x_1(c-u)].$$

Die Winkel β_1 und β_2 wären von δ aus in den entgegengesetzten

Richtungen aufzutragen. Da das Ersatzexzenter wie ein einfaches Exzenter wirkt, sind hierauf die Schieberdiagramme wie früher anzuwenden.*)

Die Scheitelkurve für gleichbleibendes lineares Voreilen ist eine Gerade, winkelrecht zur Kulissenschubrichtung, für gleichbleibendes Voreinströmen in Teilen des Kolbenhubes müfste sie aus zwei sich in Ox schneidenden Geraden bestehen (Abb. 120, S. 156). Dies wird am nächsten durch eine gegen den Mittelpunkt O hin konvexe Linie erreicht (z. B. Abb. 185). In Fällen, wo wenig Belastungswechsel vorkommen (Schiffsmaschinen, mit Ausnahme solcher für Kriegsschiffe), wird dem Ersatzexzenter oft ein verhältnismäfsig grofser Voreilwinkel, entsprechend etwa 60 % Füllung, gegeben; wo auch kleinere Füllungen zu berücksichtigen sind, kann für den Hochdruckzylinder ein Expansionsschieber mit 90° Voreilwinkel angewendet werden; er wird meist als Rider-Kolbenschieber ausgebildet (Abb. 138 u. 139 S. 162).

Bei Lokomotiven, Fördermaschinen und Walzenzugmaschinen wird wegen des sicheren Anfahrens meist eine gröfste Füllung von 80 % und mehr gewählt.

2. **Umsteuerung von Stephenson** (Abb. 182 u. 183 S. 179 für offene und gekreuzte Stangen). Durch Querverschiebung der Kulisse werden sowohl Exzenterschubrichtung als auch Hebelübersetzungen gleichzeitig geändert, der Kulissenstein bleibt in der Kulissenschubrichtung. Zur Erhaltung der Schiebermittellage bei den verschiedenen Kulissenstellungen ist der Krümmungshalbmesser der Kulisse gleich der Länge der Exzenterstangen zu machen.**)

Abb. 185.

Abb. 184.

Der Aufhängepunkt der Kulisse, meist ihr Mittelpunkt, wird in einem flachen Kreisbogen nahe parallel Ox mittels eines Lenkers geführt. Die Scheitelkurve ist angenähert ein Kreis, dessen Punkte A, M und B nach dem allgemeinen Verfahren gefunden werden können (Abb. 184 u. 185 für offene und gekreuzte Stangen). Sie läfst unmittelbar die Veränderlichkeit des linearen Voreilens erkennen, sowie bei gekreuzten Stangen die geringe Aenderung des auf den Kolbenhub bezogenen Voreinströmens. Wo vorwiegend für Vorwärtsgang zu sorgen ist, kann dies durch unsymmetrische Stellung der Kurbel gegen die Exzenter erzielt werden, unter um so gröfserer Benachteiligung des Rückwärtsganges. Kann die Kulisse so weit ausgelegt werden, dafs ein Exzenterangriffpunkt in die Kulissenschubrichtung gelangt, so wirkt in dieser Lage unmittelbar das betreffende Exzenter allein. Die

*) Prof. Baudiss gibt eine ausgezeichnete Darstellung der Kulissensteuerungen, Z. österr. Ing. u. Arch.-Ver. 1910, die jede Ungenauigkeit vermeidet und auch für verwickeltere Fälle Uebersicht gewährt.

**) Ueber eine wünschenswerte Berichtigung Z. d. V. d. I. 1891 S. 476.

Steuerung eignet sich dort, wo möglichste Einfachheit und geringe Längenausdehnung erwünscht sind (Schiffsmaschinen). Das Federspiel der Triebachse bei Lokomotiven wirkt bei wagerechter Kulissenschubrichtung wenig ein, bei geneigter Anordnung wird der Schieber durch Heben der Triebachse vorgeschoben, durch Senken zurückgezogen.

3. Umsteuerung von Gooch. Abb. 186 für offene Stangen.

Die Kulisse wird hier nicht quer verschoben, sondern bleibt an einer Hängestange fest aufgehängt oder in einer Geradführung geführt, während der Stein mit der beweglichen Verbindungsstange zur Schieberspindel verstellt wird. Die Exzenterschubrichtungen werden demnach nicht geändert, nur die wirksamen Uebersetzungsverhältnisse sind veränderlich. Wie unmittelbar ersichtlich, ist bei Kurbeltotlage die Kulisse nach einem Kreisbogen mit dem Mittelpunkt im Angriffspunkt an der Schieberstange zu formen, damit in dieser Lage keine Verschiebung der letzteren stattfindet, also das lineare Voreilen gleichbleibt; auch die Mittelstellung des Schiebers wird hier nicht geändert.

Abb. 186.

Abb. 187.

Hieraus und wegen des Umstandes, dafs die wirksamen Exzentrizitäten stets in r bleiben (Abb. 190 S. 182), ist ersichtlich, dafs die Scheitelkurve eine gerade Linie winkelrecht zur Kulissenschubrichtung, u. zw. die Verbindungslinie zwischen den zwei Exzenterendpunkten sein mufs (vgl. 1).

Die Gooch-Steuerung hat geringere Querausdehnung, aber gröfsere Länge und Anzahl von Gelenken als die Stephenson-Steuerung. Bei Lokomotiven ist der Einflufs des Federspiels der Triebachse um so gröfser, je weiter die Kulisse ausgelegt und je stärker die Neigung der Kulissenschubrichtung ist.

4. Umsteuerung von Allan. Abb. 188 S. 182 mit offenen Stangen.

Kulisse und Stein werden in einem bestimmten Verhältnis gleichzeitig, u. zw. in entgegengesetzten Richtungen, quer verschoben, demnach die wirksamen Voreilwinkel und die Uebersetzungsverhältnisse des Antriebs verändert. Die Kulisse ist geradlinig, was wegen einfacher Bearbeitung von Vorteil ist, aber das Verhältnis der Verschiebungen von Kulisse und Stein bestimmt. Zur Ermittlung des entsprechenden Hebelverhältnisses der Verstellvorrichtung verzeichne man nach Abb. 189 S. 182 die Kulissenlage für die beiden Kurbeltotlagen und deren Mittellinie, u. zw. für die Mittelstellung des Steines in der Kulisse, und eine schätzungsweise angenommene Verschiebung u_1, bei der die gewünschte Füllung eintreten soll; dann trage man für die Mittel-

stellung des Steines in der Kulisse die Schieberschubstange ihrer Länge l_1 nach auf, wodurch sich der Punkt P entsprechend der Mittelstellung des Schiebers ergibt. Soll er sich bei der Kulissenverstellung nicht verschieben, mufs der Kulissenstein in einem mit l_1 als Halbmesser um P geschlagenen Kreise liegen; wo dieser die Mittellinie der ausgelegten Kulissen schneidet, liegt der zugehörige Kulissenpunkt,

Abb. 188.

Abb. 189.

Abb. 190.

seine Entfernung von der Kulissenmitte u ergibt das Verhältnis:

$$\frac{u}{u_1} = 1 + \frac{b}{a} \cdot \frac{l_1}{l_0} = 1 + \frac{l_1}{l}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right)$$

oder:

$$\frac{b}{a} = \frac{l_0}{l}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right).$$

Die Scheitelkurve ist nach dem allgemeinen Verfahren zu bestimmen (Abb. 190), die Veränderlichkeit des linearen Voreilens ist kleiner als bei Stephenson. Auch bezüglich des Federspiels der Triebachse bei Lokomotiven steht die Allan-Steuerung zwischen jenen von Stephenson und Gooch.

5. **Umsteuerung von Heusinger (Walschaert),*)** Abb. 191 u. 193, für Aufsenkantensteuerung. Ein Exzenter oder eine Gegenkurbel mit $\delta = 0$ treibt eine in ihrer Mitte fest gelagerte Kulisse. Die zweite Exzenterbewegung wird unmittelbar vom Kreuzkopf abgeleitet $\left(\delta = \frac{3\pi}{2}\right)$, ihre Vereinigung mit der des Kulissensteins erfolgt durch Schubstangen am Schieberhebel. Die Zusammensetzung der Exzentrizitäten nach der allgemeinen Regel ergibt Abb. 192; wie daraus hervorgeht, ist die Scheitelkurve eine gerade Linie, wobei aber die durch die endliche Pleuelstange verursachte Ungenauigkeit unberücksichtigt geblieben ist. Die Veränderung erfolgt nur bezüglich der Hebelübersetzung für eins der ursprünglichen Exzenter, u. zw. das mit $\delta = 0$. Die Krümmung der Kulisse ist von der den beiden Kurbeltotpunkten entsprechenden Lage des Angriffspunktes der Kulissenschubstange als Mittelpunkt aus zu ziehen, wobei das lineare Voreilen unveränderlich bleibt.

*) Baudiss, Z. d. V. d. I. 1908 S. 141; ferner Abb. 201 S. 186, Kulissenausführung nach Helmholtz.

Viele Gelenke, ungünstige Einwirkung ihres Verschleifses sind Nachteile der Steuerung, kleine Reibungsarbeit wegen der Lage aller Antriebteile in einer Ebene, geringe Ausladung, ungezwungene Anordnung bei obenliegendem Schieber und wagerechter Schieberstange bei Lokomotiven, gute Lagerung der Kulisse, selbsttätiger Füllungsausgleich für beide Zylinderseiten bilden ihre Vorteile.

Abb. 191.

Für Innenkantensteuerung ist die Schieberstange zwischen die Angriffspunkte der zwei Antriebe am Schieberhebel zu legen. Das

Abb. 192.

Abb. 193.

Federspiel der Lokomotiven verursacht keine merkbaren Aenderungen der Steuerverhältnisse.

6. Umsteuerung von Pius Fink (Abb. 194). Das mit einem Voreilwinkel $\delta = 90^0$ aufgekeilte Exzenter r treibt eine Kulisse, die mit der sehr kurzen Exzenterstange l aus einem Stück hergestellt ist, wobei

Abb. 194.

Abb. 195.

jedoch das Verhältnis $r : l$ möglichst klein zu halten ist. Der Krümmungshalbmesser der Kulisse ist gleich der Länge l_1 der Schieberschubstange. Die Kulisse wird durch den schwingenden Hebel PQ angenähert geradlinig geführt. Die geradlinige Verschiebung des Gleitbackens durch das Exzenter r wird infolge der gleichzeitigen Drehung der Kulisse um den Punkt P um den Betrag

$$x = u \operatorname{tg} \beta \sim u \sin \beta = u \frac{r}{l} \sin \alpha$$

vergröfsert. Dieser Bewegung entspricht ein Exzenter $r_1 = r\frac{u}{l}$, das den Voreilwinkel $\delta = 0$ hat.

Die Zusammensetzung von r_1 mit dem Exzenter r ($\delta = 90^0$) ergibt das Ersatzexzenter r_r nach Abb. 195 S. 183

Die Endpunkte der Mittelexzenter liegen auf einer **Geraden;** das lineare Voreilen ist daher unveränderlich.

Für Lokomotiven schlecht anwendbar, da infolge des Federspiels das Lager des Kulissenlenkers seine Stellung zur Triebachse fortwährend ändert und hierdurch unrichtige Dampfverteilung hervorruft; auch wird für grofse Füllungen die Kulisse sehr lang, und es entstehen starke Pressungen an Führung und Exzenter. Die Fink-Steuerung wird daher als Umsteuerung kaum mehr verwendet.

7. **Aufhängung der Kulissen und Schieberschubstangen, Füllungsausgleich.** Da die Kulisse gewöhnlich nicht gerade geführt, sondern aufgehängt ist, so beschreibt der Aufhängepunkt einen Kreisbogen, jeder andere Kulissenpunkt aber eine ∞- oder ⊖-förmige Kurve (Abb. 186 S. 181), die um so bauchiger ist, je weiter der Punkt vom Aufhängepunkt der Kulisse entfernt und je kürzer die Hängestange ist. Die Bewegung der Kulisse gegen den Stein heifst das **Springen** (Würgen) des Steines. Um die damit verbundene Abnutzung von Kulisse und Stein möglichst gering zu halten, benutzt man gewöhnlich den Kulissenmittelpunkt als Aufhängepunkt, da dieser den geringsten seitlichen Ausschlag macht, und nimmt tunlichst lange Hängestangen, die bei der Gooch-Steuerung nach derselben Seite zu richten sind.

Wegen geringerer Schrägstellung bei gleichem Schieberweg vermindert sich das Springen bei gröfserer Kulissenlänge. Insbesondere bei Stephenson wird dadurch das lineare Voreilen leicht zu weit verändert und die erforderliche Höhe zu grofs.

Soll eine Drehrichtung der Maschine besonders berücksichtigt werden (z. B. bei Lokomotiven mit Schlepptender), so hängt man die Kulisse an dem dieser Drehrichtung entsprechenden Ende auf. Die entgegengesetzte Drehrichtung hat dann eine um so unvollkommenere Führung der Kulisse. Die Aufhängung erfolgt so, dafs die Sehne des von dem Aufhängepunkt beschriebenen Bogens parallel zur Schieberschubrichtung liegt (Mittellage der Hängestange winkelrecht zur Schieberschubrichtung) und dafs der Bogenpfeil durch letztere halbiert wird. Entsprechendes gilt von der Aufhängung der Schieberschubstange.

Bei Umsteuerungen mit zwei Exzentern ist der Einflufs des toten Ganges (infolge Abnutzung der Gelenke) gering; dabei sind gekreuzte Stangen besser als offene.

Der Ausgleich der Füllungen geschieht bei der Heusinger-Steuerung zum grofsen Teil von selbst. Sonst kann die unsymmetrische Stellung und Form des Schiebers herangezogen werden, wo die Füllungen im Betriebe etwa gleich bleiben. Wo kleine Füllungen vorkommen, wird entweder die Krümmung der Kulisse geändert (bei Stephenson gröfserer, bei Gooch kleinerer Halbmesser für Aufsenkantensteuerung, umgekehrt für Innenkantensteuerung), oder bei Innenkantensteuerung die Kürze der Exzenterstangen und Schräglage der Führungsbahn (Gooch) verwendet (S. 152).

Ferner wird oft der Aufhängepunkt der Kulisse seitlich von ihrer Mittellinie in der Richtung gegen die Kurbel hin gewählt. Die Ver-

schiebung der Exzenterangriffspunkte an der Kulisse in derselben Richtung wirkt bei äufserer Einströmung etwas ungünstig, bei innerer günstig.

8. **Bauliche Ausbildung der Kulissen.***) Die Kulissen können als **Klotzkulissen** (Abb. 196) mit hohlem Stein und gegabelten Ex-

Abb. 196.

Abb. 197.

Abb. 198.

Abb. 199.

zenter- und Schieber- oder Schieberschubstangen ausgebildet werden, Schmierung und Schutz gegen Staub mangelhaft, die Aufhängung kann nur an einem Ende erfolgen. Die **Schlitzkulisse** (Abb. 197) zeigt einen vollen Stein, auch hier sind Exzenter- und Schieberstangen zu gabeln, die Aufhängung kann in der Mitte geschehen. Wenn die Schieberschubstange bei der Heusinger-Steuerung (Abb. 191 S. 183) links von der Kulisse gefafst wird, müssen Seitenschilder nach Abb. 198 angebracht werden.

Abb. 199 zeigt eine **Kasten- oder Taschenkulisse,** bei der die Schieberschubstange nicht gegabelt sein mufs, wenn die Umsteuervorrichtung nicht am gleichen Zapfen angreift. Die

*) Die Abbildungen sind dem Buche von Leist „Die Steuerungen der Dampfmaschinen" entnommen.

Gleitflächen liegen geschützt, die Schilder sind miteinander durch Flansch verbunden.

Bei Schiffsmaschinen wird meist die **Doppelstangenkulisse** (Abb. 200) angewendet. Die Gleitstücke umfassen von innen her die Schilder und finden im Zapfen für die Schieberstange ihre Verbindung; die Schilder sind an den Enden durch Bolzen verbunden. Wenn die

Abb. 200.

Schieberstange

Vorwärts-Exzenterstg.

Rückwärts-Exzenterstg.

Hängestange

Abb. 201.

Schnitt A-B

Schieberstange nicht unmittelbar am Stein angreift, können seine Gleitstücke auch durch besondere Querplatten verbunden werden (Abb. 201, Kulisse von Helmholtz).

d. Lenkersteuerungen.

1. **Allgemeines.** Die sogenannten Lenkersteuerungen knüpfen an die Grundlagen der zwangläufigen Ventilsteuerungen unter b (S. 168) an. Die Veränderung der Abnahmekurve wird durch Richtungsänderung der Führung des Exzenterhebels bewirkt. Um gleichbleibendes lineares Voreilen auf beiden Zylinderseiten zu erzielen, mufs in beiden Kurbeltotlagen der Führungspunkt des Exzenterhebels mit dem Drehpunkt der Führungsbahn zusammenfallen; das ist nur bei einem Voreilwinkel $\delta = 0$, auf die Exzenterschubrichtung bezogen, angenähert möglich. Die Schieberschubstange ist etwa winkelrecht gegen die mittlere Exzenterschubrichtung zu legen, um für Vor- und Rückwärtsgang nahe gleiche Verhältnisse zu erhalten, bauliche Rücksichten machen dies insbesondere bei Mehrzylinderschiffsmaschinen manchmal unmöglich. Der Abnahmepunkt für die Schieberbewegung liegt meist in der Mittellinie des Exzenterhebels.

Abb. 202.

2. **Umsteuerung von Marshall (Bremme)** (Abb. 202). Der Exzenterhebel wird am Ende von einem Lenker geführt, dessen Drehpunkt beim Umsteuern oder bei Füllungsänderung um jenen Punkt der Bahn des Führungspunktes gedreht wird, der den Kurbeltotpunkten entspricht. Der Abnahmepunkt liegt zwischen Exzenter

und Führung, die Linien, die er beschreibt, sind in der Abbildung ersichtlich. Die Steuerungsausmittlung erfolgt nach der für zwangläufige Ventilsteuerungen gegebenen kurzen Anweisung.

Wenn der Lenker für den Exzenterhebel durch eine Geradführung ersetzt ist, erhält man die Hackworth-Steuerung, aus der die übrigen Bauarten hervorgegangen sind.

3. **Umsteuerung von Klug** (Abb. 203 u. 204). Die Führung des Exzenterhebels erfolgt hier zwischen Exzentermittelpunkt und Abnahmepunkt, der Drehpunkt des Lenkers wird wieder derart verschoben, dafs der Führungspunkt für die Kurbeltotlagen und damit das

Abb. 203.

Abb. 204.

lineare Voreilen unveränderlich bleiben. Meist liegt die mittlere Exzenterschubrichtung etwa winkelrecht zur Maschinenachse, wegen Raummangels ist jedoch manchmal eine andere Anordnung erforderlich (Abb. 204).

Für den ersten Entwurf gebräuchliche mittlere Verhältnisse zwischen den Teillängen des Exzenterhebels und der Exzentrizität r sind mit Bezug auf die Bezeichnungen der Abb. 203

$$EP = (5 \text{ bis } 7)\, r \qquad PQ = \frac{1}{2}\, EP.$$

Der halbe Ausschlagwinkel der Umsteuerwelle beträgt 15 bis 20° mit Rücksicht auf den Einflufs der Krümmung der Führungsbahn (vgl. 6).

4. **Umsteuerung von Joy***) (Abb. 205 S. 188) für Aufsenkantensteuerung.

Wenn bei der Klug- oder Hackworth-Steuerung mit aufsenliegendem Abnahmepunkt das Exzenter durch einen von einem Punkt der Pleuelstange angetriebenen Ellipsenlenker (oder auch durch die Bewegung eines Punktes der Pleuelstange selbst) ersetzt wird, ergibt sich die Steuerung von Joy. Gebräuchliche mittlere Verhältnisse für den ersten Entwurf, wenn L die Länge der Pleuelstange, R den Kurbelhalbmesser bedeuten, sind mit den Bezeichnungen in Abb. 205 S. 188.

$$CD = 0{,}2\,L, \quad AC = 1{,}5\,R, \quad AE = 0{,}8\,R, \quad EP = 1{,}6\,R, \quad PQ = 0{,}25\,R.$$

*) Z. d. V. d. I. 1886 S. 1052 und 1887 S. 588. — Organ 1887 S. 19.

Der halbe Ausschlagwinkel der Umsteuerwelle beträgt wieder 15 bis 20°.

Bei Innenkantensteuerung oder Umkehrung der Schieberbewegung durch einen doppelarmigen Hebel ist der Ableitungspunkt am Exzenterhebel wie bei Marshall zwischen Antrieb und Führung zu wählen. Der Ellipsenlenker hat den Zweck, den Hub des Exzenterhebels zu verkleinern und die durch dessen Schrägstellung entstehenden Abweichungen auszugleichen.*)

Abb. 205.

Der Einfluſs des Federspiels bei Lokomotiven ist in der Mittellage gering, wächst jedoch mit der Füllung beträchtlich.

5. Umsteuerung von Brown (Abb. 206). Wesentlich ist der Ersatz der Bogen- oder Kulissenführung des Exzenterhebels durch eine Konchoidengeradführung; in der Abbildung sind die Lagerung A der Stange AD und der Zapfen der drehbaren Hülse B, in der die Stange CE gleitet, durch einen um den festen Punkt M drehbaren Körper miteinander verbunden.

Abb. 206.

Von dem durch AD und CE gebildeten Lenker wird in C der Exzenterhebel CF geführt, der Ableitungspunkt für die Schieberbewegung liegt bei G. Die Führungsbahn CM liegt stets winkelrecht zu AB, wird demnach mit dem Körper AB verdreht, der eine Kurbel der durch M gehenden Steuerwelle bildet. Der Einfluſs des Federspiels bei Lokomotiven ist ähnlich wie bei Joy.

6. Bemerkungen über den Aufbau. Die Umsteuerhebel oder Rahmen werden meist gegabelt oder doppelt ausgeführt (Abb. 204 S. 187). Die Steuerwellen sind insbesondere bei Mehrzylindermaschinen, den Formänderungen entsprechend, kräftig zu bemessen. Wo es nötig ist, den Umsteuerrahmen einerseits offen zu lassen (Joy), muſs er besonders kräftig sein. Die Schieberstange kann manchmal, um den Rahmen beiderseits schlieſsen zu können, gekröpft werden.

Zum Füllungsausgleich kann wie bei Kulissensteuerungen der Schieber auf der Schieberstange unsymmetrisch verschoben werden, es wird aber auch der Drehpunkt der Umsteuerwelle etwas auſserhalb

*) Leist, S. 383.

der Führungsbahn des Exzenterhebels verlegt, wodurch eine Einwirkung auf die Dampfverteilung erzielt wird. Die Krümmung der Führungsbahn ist bei gewöhnlicher Anordnung für Aufsenkantensteuerung günstig, bei Bewegungsumkehr mit doppelarmigem Hebel oder bei Innenkantensteuerung ungünstig.*)

e. Umsteuerung mit unrunden Körpern (Kraftsteuerung).**)

Diese Bauart wird in Verbindung mit Ventilsteuerungen sehr häufig bei Fördermaschinen angewandt.

Auf der Steuerwelle sitzen für Ein- und Auslafs je zwei Höcker, welche als eine Aneinanderreihung von unrunden Scheiben anzusehen sind. Die Umsteuerung oder eine Füllungsänderung wird durch achsiale Verschiebung des ganzen Steuerkörpers erzielt. Die Steuerung erfordert zum Verstellen ziemlich viel Kraft, deshalb häufig Hülfseinrichtung (Servomotor).

C. Teile der Dampfmaschinen.

a. Dampfzylinder.

Beispiele von Dampfzylindern Abb. 207 bis 218.

Mit Rücksicht auf den Anschlufs des Zylinders an die übliche Rundführung oder an den Ständer stehender Maschinen wird in der Regel das vordere (untere) Ende des Dampfzylinders geschlossen hergestellt und nur mit einer kleineren, der Bohrspindel entsprechenden Oeffnung versehen, die durch den Stopfbüchseneinsatz verschlossen wird. Der Stopfbüchseneinsatz kann von vorn durch die Rundführung oder (seltener) durch den Zylinder eingebaut werden; in letzterem Fall hat er den Flansch auf der Innenseite des Bodens (Tandemmaschinen, S. 195 u. Abb. 218), die Schrauben werden stets mit aufsenliegenden Muttern versehen.

Ist vorn ein Deckel für den vollen Durchmesser nötig, so soll dessen Flansch **nicht zwischen** Zylinder- und Rundführungsflansch gelegt, sondern innerhalb des letzteren angebracht werden, oder der Deckel wird (Abb. 207) ohne Flansch ausgeführt, gegen einen Absatz im Zylinder oder den Rand der von vorn eingeschobenen Büchse (mit Aussparungen für die Dampfwege) gestützt, aufsen mit einem verstemmten Kupferring abgedichtet und durch die anschliefsende Rundführung festgehalten.

Abb. 207.

Gegenüber dem gebräuchlicheren Einpressen der Büchse von rückwärts bietet die vorbeschriebene Ausführungsform leichtere Bearbeitung der vorderen Einpafsstelle für die Büchse, bessere Abdichtung der vorderen Fuge (Kupfer) und völlig sicheres Festhalten des vorderen Büchsenendes mit Hülfe des Absatzes im Zylinder und des gegen-

*) Leist, S. 891 ff. — **) II. Bd. 3. Abschn. Arbeitsmaschinen: E. Fördermaschinen.

haltenden vorderen Deckels; sie gestattet Verschiebung am freien hinteren Büchsenende, wo die Dichtung leicht nachgesehen werden kann.

Dieselbe Art des Einbaues ist bei dreiteiligen Zylindern mit Steuerungsventilen im Deckel sinngemäfs anzuwenden, wenn man dabei eingeschobene Büchsen verwenden will.

Die Befestigung von hinten (oben) eingeschobener Büchsen mit verschraubtem, einwärtsgekehrtem Flansch (mit Metallsieb und Mennigekitt gedichtet) ist bei Schiffsmaschinen gebräuchlich, bei Betriebsmaschinen sehr selten; die Dampfwege zu den Steuerungsteilen vorn müssen den Einsatzflansch umgehen, wodurch der schädliche Raum vergröfsert wird.

Doppelwandig gegossene Dampfmäntel sind bei grofsen Abmessungen, hohem Druck oder überhitztem Dampf bedenklich; auch wird wegen der Gufsspannungen selten so hartes Eisen verwendet wie bei eingeschobener Büchse. Kernlöcher am besten im Flansch, rund und verschraubt. Seltener sind mit Deckeln verschlossene Kernlöcher am

Abb. 208.

Mantelumfang. Volle Sicherheit gegen Gufsspannung gewährt die Anordnung nach Doerfel*) (Abb. 119, S. 155), bei der der Aufsenmantel auf die Enden des Zylinders beschränkt und der mittlere Teil durch einen (zweireihig) eingenieteten Blecheinsatz ergänzt wird.

Für überhitzten Dampf ist besonders bei einigermafsen grofsen Abmessungen die Ausführung von Ventilzylindern nach Abb. 208 mit Durchströmung des Mantels und Längskanälen nicht mehr zweckmäfsig. Man vermeide, soweit der Kolben läuft, alle Eisenanhäufungen, Längs- und Ringkanäle, Rippen- und Fufsanschlüsse und gebe jeder der vier Ventilkammern, die gänzlich aufserhalb der Laufflache liegen sollen, getrennte Stutzen zum Anschlufs der Einström- und Ausströmrohre (Abb. 209). Zweckmäfsig und billiger als die Verwendung der langen gebogenen Rohre ist die Anbringung des Anlafsventils am vorderen Ende des Zylinders (Eckventil oder eingebautes Ventil), Durchströmung des Vorderteils und Verbindung des hinteren Ventilkastens mit dem vorderen durch zwei Rohre. Hierdurch wird der Raum unter dem Zylinder freier, und man erspart an Ausstrahlung (Abb. 210).

Anordnung der Ventile im Deckel (nach Kerchove Kolbenschieber) mit sog. dreiteiligem Zylinder ist bezüglich Gröfse und Oberfläche der schädlichen Räume vorzüglich, jedoch wegen erschwerter Zugänglich-

*) Vgl. Z. d. V. d. I. 1892 S. 359, 541 u. 680; 1898 S. 1153 T. XV.

keit besonders bei Tandemanordnung unbeliebt. Anwendung bei Stumpfschen Gleichstromzylindern (Abb. 173 S. 175 ff.) Schlitzauspuff wird auch bei ungeteilten Zylindern mit Vorteil angewendet, häufig mit Hülfsauslafsventilen (Tellerventile Fc/60 bis Fc/80, ersteres, wenn öfterer Auspuffbetrieb nötig ist), deren Steuerung im Gang veränderliche Kompression zu geben hat. Diese Ausführung ist auch für **Niederdruckzylinder** zu empfehlen. Gewöhnlich wird bei Ventilsteuerung die ältere Bauart nach Abb. 208 oder ohne oberen Längs-

Abb. 209.

Abb. 210.

kanal mit unmittelbarem Anschlufs der Einlafsventilgehäuse an den Mantel beibehalten. Abb. 145 (S. 165) zeigt ringförmige Gestaltung des Einlafsventilgehäuses behufs Erzielung gröfseren Zuströmquerschnitts; die Freilegung des Korbsitzes bezweckt gleichmäfsige Erwärmung und Wärmedehnung.

Corliss-Drehschieber für Niederdruckzylinder werden gegenüber der ursprünglichen Form häufiger mit im Deckel oder unten liegenden Schiebern (Abb. 211 u. 212) ausgeführt, sind jedoch im Rückgang, weil bei Tandemmaschinen unbequem.*) Entschiedene Vorteile bieten sie bei **stehenden Niederdruckzylindern.** Man verwendet vier getrennte Drehschieber einander gegenüber an den Zylinderenden entweder seitlich, wobei die Einströmung durch einen Verbindungskanal oder den Mantel, die Ausströmung durch getrennte Stutzen nach einem freistehenden Auspuffrohr erfolgt (Abb. 213), oder man legt nach Doerfel

*) Schieberantrieb von der Steuerwelle mit Wellenkröpfung. Z. d. V. d. I. 1906 S. 1495

die unteren Schieber in den Boden und nur die oberen seitlich, mit Längskanälen für die Ein- und Ausströmung und unten befindlichen Rohranschlüssen, wobei die Bedienungsbühne freibleibt (Abb. 214).

Stehende Ventilzylinder*) bei sehr grofsen Ausführungen sind trotz erschwerter Zugänglichkeit am vorteilhaftesten mit Ventilen in Deckel und Boden (Sulzer) zu lösen. Dagegen gestatten seitliche Ventilanordnungen leichtere Anpassung an bestimmte Steuerungsformen mit Antrieb beider Einlafsventile von oben oder aus der Mitte, allerdings mit gröfserem schädlichen Raum und erschwerter Formgebung der Gufsstücke, Rohranschlüsse und Umhüllung.

Abb. 211.

Abb. 212.

Zur Vereinfachung benutzt man bei Niederdruck- und Mitteldruckzylindern den Mantel für die Einströmung, bei Heifsdampf-Hochdruckzylindern den Mantel für den ausströmenden Dampf (zugleich als Aufnehmer).

Abb. 213.

Abb. 214.

Abb. 215 zeigt diese Benutzung des Hochdruckzylindermantels bei einer Schmidtschen Heifsdampf-Tandemmaschine. Die hierdurch bewirkte

*) Abbildungen Z. d. V. d. I. 1899 S. 1349 und Dubbel, Dampfmaschinen. 3. Aufl. Julius Springer, Berlin.

Kühlung der Zylinderwand scheint günstig auf die Schmierung und Erhaltung der Kolbenringe einzuwirken und ist bei Einströmtemperatur

Abb. 215. Abb. 216.

über 300° nicht nachteilig. Abb. 216 zeigt die neueste Ausführung mit Ventilen im Deckel und Heizung desselben durch strömenden Dampf (M. B. A. G. v. Breitfeld, Daněk & Co.).

Zylinderwandstärke s, I. Bd. Maschinenteile, ist durch Rücksichten auf den Gufs in weiten Grenzen verschieden gebräuchlich; bei grofsen Tandemmaschinen ist bei Bemessung der Wandstärken auch die Längendehnung durch Zugbelastung zu berücksichtigen. Dicke der Flanschen 1,3 bis 1,5 s. Wandstärke und Flanschdicke angegossener Stutzen sind reichlich zu bemessen.

Die **Innenfläche** des Zylinders ist an den Enden mit Absätzen zu versehen, die von den Kolbenringen nur sehr wenig (1 bis 2 mm) oder gar nicht überlaufen werden. Der Absatz soll mit schrägem Uebergang an die Laufläche anschliefsen, um das Einbringen des Kolbens zu erleichtern.

Zylinderdeckel werden stets mit der Bohrung verschnitten (zentriert), bei tiefem Einschlufs wird die Dichtung besser in einen Absatz der Zylinderwand verlegt. Dichtung durch Klingerit verdrängt allmählich die metallische auf geschabten Flächen. Neuere Ausführungen verwenden unbedenklich Dampfdurchgang im Flansch nach Abb. 216 oder durch den Deckel zwischen zwei Absätzen der Zylinderwand Z. d. V. d. I. 1914 S. 729.

Anzahl i der **Deckelschrauben,** wenn D den Zylinderdurchmesser in cm bezeichnet, $i = 1/_8\, D + 4$; dabei betrage die Schraubenentfernung höchstens 15 cm, sie sei um so kleiner, je geringer die Flanschdicke ist. Der Kerndurchmesser der Deckelschrauben ist zu berechnen nach dem gröfsten Dampfdruck auf den Deckel, u. zw. wegen des Dichtungsdruckes und wegen wiederholter Lösung solcher Schrauben nur für eine zulässige Zugspannung k_z bis 300 kg/qcm. Es empfehlen sich hier die Formeln für „Schrauben und Verschraubungen" im Abschn. Dampfkessel, S. 88 ff.

Spielraum zwischen Deckel und Kolben, je nach Ausführung und Hublänge, 5 bis 10 mm, bei stehenden Maschinen gibt man zumeist oben gröfseren Spielraum als unten (S. 196).

Stützung der Zylinder. Bei liegenden Maschinen wird der vordere Zylinderflansch des Einmittelns wegen versenkt mit dem Flansch der Gradführung verschraubt, wobei der Rand des (heifseren) Zylinders

aufsen anzuordnen ist. Bei kleinen Maschinen hängt der Zylinder frei. Mittelfufs ist nur bei freitragender Rundführung, wenn diese sehr kräftig bemessen ist, zulässig, besser (auch nur bei freitragender Rundführung) vier Füfse (Abb. 208 S. 190) oder nur Hinterfüfse bei abgestützter oder ganz aufliegender Führung. Mitunter werden die Zylinder ganz ohne Füfse ausgeführt, was die ganze Unterseite für Steuerung und Rohranschlüsse frei läfst. Die Stützung erfolgt am aufliegenden Führungsende und bei Tandemmaschinen am folgenden Mittelstück, sonst an einem besonders angeschraubten Fufsgestell (Abb. 211).

Unter allen Umständen müssen gröfsere Heifsdampfzylinder im kalten Zustand etwas unter die Wagerechte gelegt werden, damit sie heifs richtig liegen. Andernfalls können Schrauben oder Flansche abgerissen werden.

Bei **stehenden Maschinen** werden zumeist die Dampfzylinder mit rundem Flansch eingemittelt auf gedrehte Anschlüsse der Doppelständer mit Rundführung (Abb. 214 S. 192), oder bei einseitigem Ständer (Abb. 110, S. 152) des kragenförmigen Oberteils aufgesetzt. Sind zwei Zylinder nebeneinander angeordnet, so werden die Ständer oft am Oberteil verbunden, während die Zylinder freistehen und sich unabhängig ausdehnen können.

Um die Unterseite der Zylinder für Steuerung und Bedienung der Stopfbüchsen freizuhalten, ist vorzuziehen, die Zylinder unmittelbar auf den Ständer (ohne Kragen) zu stellen und auf der Vorderseite der Maschine durch Säulen zu stützen, wie in Abb. 213 S. 192 dargestellt. Die Säulen, geschmiedet oder gegossen, meist rund und blank, erhalten entweder Flansche, die durch mehrere (4 bis 6) schwächere Schrauben (auch Kopfschrauben) mit der Platte und mit dem entsprechend ausgebauten und verrippten Zylinderflansch verbunden werden, oder sie fassen die Zylinder an ausladenden Tragarmen zumeist mit einem Absatz oder Bund von unten und einer Mutter von oben. Bei gegossenen Säulen durchgehende Spannschraube oder besonderer Verbindungsbolzen, im oberen Ende der Säule mit Gewinde oder Querkeil befestigt.

Die Säulen stehen meist schräg, um bei kleinerer Ausladung des oberen Teiles unten mehr Grundfläche zu erhalten; sie sind auf Knickung oder auch auf Biegung zu berechnen, die Verbindungsstellen auf Zug. Schiefe Spannstangen oder Streben (Schichau) sind vorteilhaft, wenn Gewichtersparnis die Mehrkosten lohnt.

Bei nebeneinanderstehenden Zylindern und getrennten Ständern und Säulen verbindet man die Zylinder in der unteren Hälfte ihrer Höhe durch Flansche, falls sie nicht (bei kleineren Abmessungen) als gemeinsames Gufsstück ausgeführt werden können. Dampfüberströmung durch besonders angebrachte Rohre trägt Wärmedehnungen leichter Rechnung als unmittelbare Ueberströmung durch die Verbindungsstelle. Die Wärmedehnung vergröfsert den Abstand der Zylindermitten, mufs daher bei der Aufstellung berücksichtigt werden.

Tandemmaschinen werden allgemein mit dem Hochdruckzylinder rückwärts, Niederdruckzylinder vorn an der Rundführung ausgeführt. Die früher übliche entgegengesetzte Bauweise ist mit Recht verlassen worden (wenn sich dabei auch Kolben und Deckel durch den Niederdruckzylinder hindurch bequemer ausbauen liefsen), weil die Wärmedehnung zu sehr erschwert war. Man vermeidet die Verdickung der Kolbenstange im Mittelstück und führt diese im Niederdruckzylinder vorn und hinten gleich stark aus, im Hochdruckzylinder hinten etwas

schwächer, soweit es der Kegel erfordert. Zum Ausbauen des Kolbens wird (Abb. 217) der hintere Deckel des Niederdruckzylinders innerhalb des sehr geräumigen Mittelstückes geöffnet, hierauf Stange samt Kolben zurückgezogen. Nach Lösung beider Kolbenmuttern und Kolben nimmt man die Stange gewöhnlich nach vorn durch die Rundführung heraus. Soll sie dagegen nach rückwärts durch den Hochdruckzylinder ausgebaut werden, so mufs nach Abb. 218 der Niederdruckdeckel einen besonderen Einsatz erhalten, der Hochdruckdeckel mufs nach hinten ausziehbar an einem sog. inneren Rand dichten und durch einen zweiteiligen Ringflansch gehalten werden. Für Stiftschrauben im Flansch fehlt gewöhnlich der Raum.

Weniger beliebt ist Abschieben des Hochdruckzylinders. Besser bei grofsen Maschinen Teilung der Kolbenstange im Mittelstück und Geradführung der Kupplung.

Abb. 217 u. 218.

Bei ungeteilter Stange gibt man im Mittelstück einen abnehmbaren Tragständer, dessen Schale mit Weifsmetall ausgekleidet und, wenn nachstellbar, gut im Ständer geführt sein soll. Zumeist genügt Nachstellung durch Unterlegen am Ständerfufs. Sehr bewährt ist nachgiebige Unterstützung mit Feder (Dubbel, Dampfmaschinen).

Das Mittelstück ist sehr kräftig auszuführen, weil wegen des Ausschnittes starker exzentrischer Zug, daher auch Biegungsbeanspruchung auftritt. Der Ausschnitt wird häufig durch abnehmbare Bolzen (mit seitlich geschmiedeten Lappen und durchsteckbaren oder Kopfschrauben) abgesteift.

Ausrüstung der Zylinder. Wasserablafshähne sind für das Anlassen zweckmäfsig und, wo Anwärmen mit mäfsig geöffnetem Anlafsventil üblich ist, notwendig; Anwärmen durch Mantelheizung allein erzeugt leicht Spannungen. Die Heizventile sollen vor dem Anlafsventil abzweigen, Indikatorbohrungen nicht unter 10 mm (bei Verbindungsrohren 20 mm), Gewinde für Indikatorhahn 1 Z. engl.

Zylinderschmierung zumeist durch Oeldruckapparate, die in die Dampfleitung liefern, aufserdem unmittelbare Einführung mit drückenden oder Tropfapparaten in die Dampfzylinder (bei liegenden Zylindern am Rücken an beiden Enden innerhalb der Lauffläche, bei stehenden am oberen Zylinderende am Umfang); insbesondere bei Maschinen, die bei offenem Anlafsventil leer laufen müssen, unbedingt notwendig.

Bei sehr hoher Ueberhitzung scheiden mindere Zylinderöle feste Rückstände aus, die als dicke Krusten in Rohren und Dampfkammern sich an den Wänden ansetzen, mitunter auch, zwischen die Ventilsitze und Kolbenringe kommend, Undichtheit veranlassen. Solche Oele sind zurückzuweisen. Einigermaßen vermindern sich diese Anstände, wenn man die Dampfschmierung möglichst vermindert und nur Ventilspindeln, Kolbenringe und Stopfbüchsen schmiert, da die Dampftemperaturen im Zylinder niedriger sind. Die Schmierpressen sollen möglichst bei jedem Hube in kleinen Mengen liefern (Mollerup-Ritter).

Sicherheitsventile (Durchm. etwa bis $^1/_{10}$ Zylinderdurchm.) sind gegen Wasserschlag oder zu hoch ansteigende Kompression zweckmäßig, schützen selbstverständlich bei voller Geschwindigkeit nicht unter allen Umständen.

Jedenfalls ist es für die Sicherheit gegen Wasserschlag wichtig, daß die Steuerkanäle am tiefsten Punkt des Zylinders abzweigen. (Bei stehenden Maschinen ist die obere Kolbenseite Wasserschlägen mehr ausgesetzt, deshalb oben größerer Spielraum nützlich.)

b. Dampf-Zuleitung und -Ableitung.

Das **Dampfzuleitungsrohr** vom Kessel zur Maschine sei möglichst kurz und mit Wärmeschutzmasse (I. Bd. S. 450) umhüllt. Dampfabsperrventil am Kessel und an der Maschine.

Besondere Wasserabscheidung vor dem Absperrventil der Maschine (durch Querschnittvergrößerung und Geschwindigkeitsverminderung oder durch Schleuderwirkung bei plötzlicher Richtungsänderung) ist ratsam. Der Wasserabscheider wird zweckmäßig mit einem selbsttätigen Wasserableiter verbunden. In jedem Falle empfiehlt es sich, der Dampfzuleitung vom Kessel (Sammelrohr) aus nach Möglichkeit ein (schwaches) Gefälle zur Maschine hin zu geben.

Die Rohrweite ist unter Berücksichtigung der Leitungslänge, des Leitungswiderstandes und des Abkühlverlustes für eine mittlere Dampfgeschwindigkeit $u < 25$ m/sk nach I. Bd. S. 447 ff. zu berechnen. Ueberschlagswerte für den Leitungsquerschnitt f (in qm) bei kurzen Leitungen (10 bis 20 m) sind:

$f \sim 0{,}03\ Fc$, wenn der Wasserabscheider vor der Maschine klein,

$f \sim 0{,}02\ Fc$, wenn der Wasserabscheider vor der Maschine mindestens gleich dem 30 fachen Eintrittsvolumen des Dampfes während der Füllung ist. Leitungen für Heißdampf möglichst knapp.

Bei längeren Leitungen ist Ausgleich der Wärmeausdehnung erforderlich, u. zw. durch federnde Bogen- und Knierohre, Stopfbüchsen, Gelenkrohre usw.; für überhitzten Dampf ist Kupfer nicht zu verwenden. Bei den Ausgleichern und Dehnungsrohren ist auf den Längenschub durch den Dampfdruck Rücksicht zu nehmen (vgl. I. Bd. Maschinenteile).

Ueberströmrohre und Aufnehmer bei Verbundmaschinen. Die vom Hochdruckzylinder abgehenden Auspuffrohre sollen einen Querschnitt von mindestens $0{,}03\ F'c$, besser $0{,}05\ F'c$ (bezogen auf Hochdruckzylinder) erhalten oder, wenn die Stutzen am Zylinder eng bemessen sind, mit allmählicher Erweiterung in die größere Weite übergehen. Das als Aufnehmer dienende Verbindungsrohr soll mindestens $0{,}03\ Fc$ (bezogen auf den Niederdruckzylinder) haben, das zum Eintrittstutzen führende Knierohr wird allerdings wegen Raummangels oft nur mit $0{,}025\ Fc$ oder noch knapper bemessen. Der Rauminhalt des Ueber-

strömrohres einschl. der Inhalte der Ventilkammern und Ringkanal oder Mantelinhalt genügen meist, da es hinreicht, wenn der Aufnehmerinhalt jenem des Hochdruckzylinders gleichkommt.

Bei Verbundmaschinen wirken günstiger Kurbelwinkel (110°, Niederdruckkurbel voraus) und reichliches Vorausströmen vom Hochdruckzylinder vorteilhaft auf den Verlust zwischen den Diagrammen und machen die früher üblichen grofsen Aufnehmer entbehrlich. Tandemmaschinen erlauben kleineren Aufnehmerinhalt. Bei gegenüberliegenden Kurbeln (180°) beachte S. 116; bei fehlendem oder sehr kleinem Aufnehmer tritt der Einflufs der endlichen Pleuelstange mehr hervor.

In der Ausführung ist die Wärmeausdehnung der Rohre zu berücksichtigen, lotrechte Verbindungsstücke nicht zu kurz halten! Bei doppelwandig mit Heizmantel hergestellten Aufnehmern soll sich der Aufsenteil unabhängig dehnen können, darf daher mit dem inneren Rohr nur an einem Ende fest verbunden sein.

Aus dem Aufnehmer ist beim Anlassen das Wasser abzulassen, besser auch im Betriebe, wobei für Rückgewinnung des mitkommenden Oeles zu sorgen.

Ausbildung des Aufnehmers als Zwischenüberhitzer nach Abb. 219 ist nur am Platz, wenn bei grofsen Maschinen der Hochdruckzylinder vor zu hoher Temperatur geschützt werden soll; der Betrieb wird unwirtschaftlich, wenn nicht wenigstens 300° vor dem Hochdruckzylinder erübrigt.

Abb. 219.

Die Heizfläche genügt mit 2 bis 3 qm für 1000 kg Stundendampf bei vollbelasteter Maschine; reichlichere Bemessung entzieht dem Hochdruckzylinder zu viel Ueberhitzung. Der Kopf erhält einen Stutzen für Einströmung und zwei für den Anschlufs der zu den Einlafsventilen führenden getrennten Rohre (Abb. 209, S. 191).

Die lichte Weite des **Dampfableitungsrohres** wird weiter oder nicht enger bemessen, als nach der Kanalweite $0{,}03\ Fc$ erforderlich; bei längeren Auspuffleitungen (Heizung, Abdampfverwendung) rechne nach I. Bd. S. 447 ff. mit 15 m (gleichmäfsige Strömung) oder weniger.

Abdampfleitung für Kondensationsbetrieb besser $0{,}05\ Fc$; bei Zentralkondensation kann mit 100 m/sk Dampfgeschwindigkeit, bezogen auf das spez. Volumen (Spannung 0,25 bis 0,15, spez. Gewicht 0,16 bis 0,10, i. M. 0,13, Volumen für 1 kg 6 bis 10 cbm), gerechnet werden.

Nach Weifs ist der Durchmesser d in m für eine minutliche Dampfmenge D in kg

für kurze Leitungen $d = \frac{D^{0,4}}{15}$, für lange $d_l = \left(1 + \frac{l}{600}\right) d$,

wobei l in m stets von der Maschine bis zum Kondensator zu rechnen ist.

Abdampfverwertung S. 137. **Vorwärmer** im Auspuffdampf S. 56. Bei Kondensationsmaschinen werden häufig ebenfalls Vorwärmer eingeschaltet, um gereinigtes Speisewasser oder Rohwasser für die Reinigung vorzuwärmen. Erzielbare Wärme je nach Luftleere 35 bis 55°. Heizfläche 5 bis 10 qm für 1000 kg Wasser stündlich. Mehrmalige Wasserführung durch die Röhren; reichliche Querschnitte für den Dampf zwischen den Röhren mit Sorgfalt für Ein- und Austritt zu empfehlen.

Oelabscheider S. 206.

Luftvorwärmer als zylindrische Körper mit engen Messingröhren, durch die ein Ventilator Luft treibt, dienen für Heizung und Entnebelung; mit Eisenrohren, zwischen zwei Kammern ummauert, Luft um die Rohre strömend, für Trockenanlagen. Erstere nahe der Maschine, letztere meist entfernt mit langen Dampf-Zu- und Rückleitungen, weshalb Verlust an Luftleere für die Maschine zu berechnen, ebenso bei langen Vakuumleitungen für Vakuumheizung. Für Absperrungen sind nur Schieber zu verwenden. Berechnung s. Wärmeübergang I. Bd. S. 381. Lüftung und Heizung III. Bd. S. 390.

c. Rahmen.

Der Rahmen mufs die auftretenden veränderlichen Kräfte unmittelbar aufnehmen. Beanspruchungen des Fundamentes hierdurch

Abb. 220.

Abb. 223.

Abb. 221.

Abb. 222.

sind tunlichst zu vermeiden. — Die Hebelarme der Kräfte beschränke man auf das kleinste Mafs; die Höhe der Zylindermitte über dem Rahmen bzw. die Bauhöhe der liegenden Maschine über dem Fundament sei daher möglichst klein. Der Kolbendruck ist tunlichst in Richtung der Zylinderachse aufzunehmen, daher sind starre, runde

Kreuzkopfführungen (sog. Rundführungen) mit zentrischer Zylinderbefestigung empfehlenswert.

Beispiele: Rahmen für liegende Maschinen. Abb. 220 zeigt einen flachen Rahmen mit aufgesetzter, viergleisiger Kreuzkopfführung, Abb. 221 u. 222 Rahmen mit Tischführung, Abb. 223 bis 225 Rundführungen, meist ganz aufliegend, Abb. 224 mit freitragender Rundführung und Mauersockel unter dem Balken. Abb. 225 Gabelrahmen für Gleichstrommaschinen und schwere Tandemmaschinen (MAN) (kommen mehr in Aufnahme).

Abb. 224.

Abb. 225.

Abb. 226.

Durchweg kennzeichnend für neuzeitliche Ausführung ist die Verwendung von Mulden unter der Kurbel und Pleuelstange als Schutz gegen Eindringen von Oel und als Versteifung des Rahmens, meist in einem Stück mit demselben gegossen.

Freitragende Balken Abb. 227 werden nur noch selten verwendet.

d. Kurbellager

liegender Maschinen meist vierteilig, wobei eine oder beide Seitenschalen nachstellbar gemacht werden. Letzteres gestattet richtiges Ausgleichen der Abnutzung; doch wird die Nachstellung meist nicht richtig gehandhabt. Zum Nachstellen dienen 2 oder 3 Schrauben in der vorderen Wange des Lagers (Gewinde im Gufs oder eingelegte Mutter) mit grofsen Köpfen, häufig mit einer gemeinsamen

Abb. 227.

Druckplatte — oder Keile, die auf Druck (Abb. 227 u. 228 links) oder auf Zug nachstellen (Abb. 228 rechts u. 229). Letzteres ist vorzuziehen. Man verwendet einen breiten Keil mit einer Schraube oder 2 bis 3 schmale Keile, die im Lagerkörper in Nuten geführt sind und die Schale an vorstehenden oder eingeschnittenen schiefen Bahnen stützen.

Abb. 228.

Abb. 229.

Bei guter Arbeit ist es zulässig, die Stellkeile vom (festgezogenen) Lagerdeckel aus mit Schraubenmutter nachzustellen. Doch wird mitunter Wert darauf gelegt, dafs die Einstellung vom Deckel unabhängig ist. Ausführung nach Abb. 228 für breiten Keil, nach Abb. 229 für schmale Zugkeile. Das Keilloch sei nach unten geschlossen, damit Schmieröl nicht in das Fundament läuft.

Schräg geschnittene Lager sind bei Gabelmaschinen (gekröpfte Welle) mäfsiger Abmessung beliebt, wenn kein weiteres Lager für die Welle vorhanden ist. Sonst mufs dieses auch schief geschnitten werden.

Stehende Maschinen erhalten steife, in Hohlgufs hergestellte Grundplatten. Abb. 230 zeigt muldenförmige Ausgestaltung unter den Lagern mit geschlossenem Oeltrog behufs Erzielung reichlicher Biegungsfestigkeit und einfacher Auflagerung. Die Lager sind zweiteilige, wagerecht geteilte Ringschmierlager.

Abb. 230.

Abb. 231.

Alle Kurbellager sind mit Weifsmetall auszukleiden; für die Schalen ist Gufseisen oder Stahlgufs, stark gehalten, zu verwenden. Im Lagerkörper sind die Schalen rund einzupassen; zweckmäfsig ist es, die

Unterschale bei mäfsiger Lüftung der Welle herausdrehbar zu machen. Schutz gegen Drehung im Betrieb durch Anschlag oder Stifte.

Geschlossene Bauart stehender Maschinen mit hoher Umlaufzahl (Abb. 231). Das ganze Triebwerk ist in einen kastenförmigen Ständer eingeschlossen, der in der Lagerfuge geteilt ist. Bei kleinen Ausführungen bleibt der Kasten ungeteilt; die Welle wird durch seitliche Oeffnungen eingebracht. Durch diese ist auch der Flachregler eingebaut und zugänglich. Aufserdem sind Deckel am Kasten angebracht.

Kolben- und Schieberstangen sind am Kasten nochmals durch Stopfbüchsen geführt, damit Zylinderöl und Wasser zurückgehalten werden. Prefsölschmierung. Bei kleinen Maschinen genügt das aus dem Kurbelkasten emporgeschleuderte Oel. Schalen mit entsprechenden Ausschnitten und Fängern.

e. Ausstattung der Maschinen.

Sorgfältigste **Umhüllung** aller warmen Teile durch Schutzmasse und Blechverkleidung; letztere auf warme Eisenteile mit Asbestunterlage aufzulegen, besser auf einzelne Tragpunkte oder Rippen. Abnehmen mufs ohne Beschädigung möglich sein.

Schmierung von Lagern, Zapfen und Exzentern am besten mit umlaufendem Oel, Pumpe und beständiger Reinigung. Mitunter Ringschmierung oder Prefsölschmierung. Kleine Teile erhalten Docht- oder Tropfvorrichtungen, allenfalls mit gemeinsamer Oelkammer. Anordnung mehrerer Oelkammern erspart viel Röhrenwerk.

Für Oelersparnis ist wichtig, dafs gegen Verschleudern durch Oelschalen, Spritzblech oder völlige Verkleidung Vorsorge getroffen wird und dafs das Tropföl abfliefsen kann. Wiederverwendung selbstverständlich, doch sorge man dafür, dafs Zylinderöl an den Stopfbüchsen usw. gesondert abgefangen wird, sonst versagen Tropfvorrichtungen bezw. Röhren und Filter häufig.

f. Kondensation.

Die Wärmemenge λ_k, die 1 kg Dampf der Kondensation zuführt, wird gewöhnlich, der niedrigen Spannung entsprechend, mit 625 WE gerechnet, doch genügt wegen Dampfnässe und Abkühlung in der Leitung zum Kondensator $\lambda_k = 600$ WE. Bei Dampfmaschinen ist λ_k meist 580 bis unter 560, welcher Wert sich durch Abkühlung, besonders in den langen Leitungen der Zentralkondensationsanlagen, noch weiter vermindern kann.

Zu berücksichtigen ist, dafs von der Wärmemenge $C_i \lambda'$ WE/PSi-st, die dem Dampfverbrauch der Maschine C_i kg/PSi-st entspricht, der Wärmewert der Arbeit 632,3 WE/PSi-st und für Wärmeausstrahlung (allerdings sehr von Umständen abhängig) i. M. etwa 100 WE/PSi-st abgegeben werden. Aufserdem ist von der zugeführten Wärmemenge $C_i \lambda'$ die Flüssigkeitswärme q des Niederschlagwassers C_m kg/PSi-st aus den Mänteln, entsprechend dem Druck in den Heizräumen, in Abzug zu bringen. In diesem Falle gelangen auch nur $C_i - C_m$ kg/PSi-st in die Kondensation.

Zwischen den abs. Spannungen 6 at und 12 at ist λ für trockenen Dampf 660 bis 668 WE; bei 3 % Dampfnässe ist $\lambda' = 640$ bis 650 WE; bei Ueberhitzung von der Sättigungstemperatur $t = 158$ bis 187° auf 250° beträgt λ' (Wärmeinhalt i nach Mollier I. Bd. S. 417) 708,8 bis 703,8, auf 320° in denselben Grenzen 742,2 bis 737,1 WE;

z. B. für eine Einzylindermaschine von 6 at $C_i = 9$ kg, $C_m = 0,3$

$$\lambda_k = (9 \, . \, 640 - 632,3 - 100 - 0,3 \, . \, 160) : 8,7 = \mathbf{572} \text{ WE},$$

für eine Heifsdampfmaschine von 12 at 320° $C_i = 4,2$ kg

$$\lambda_k = (4,2 \, . \, 737,1 - 632,3 - 120) : 4,2 = \mathbf{558} \text{ WE}.$$

Das Kühlwasser hat bei Entnahme aus Brunnen eine ziemlich gleichmäfsige Temperatur t_w etwa bis 10°, bei Flüssen und Teichen je nach Lage und Jahreszeit bis über 25°, bei Rückkühlung unter günstigen Umständen 26 bis 30°, mitunter bis über 40°.

1. Mischkondensation.

Das Kühlwasser wird im Kondensator mit dem Dampf unmittelbar in Berührung gebracht, u. zw. gewöhnlich durch den Unterdruck bis auf 7 m Saughöhe bei 1 bis 2 m/sk Geschwindigkeit im Rohr angesaugt, und durch Einspritzhahn oder Kegel, Brause oder Ueberfälle (Abb. 232) möglichst gut verteilt.

Die Mischungstemperatur (Kondensatortemperatur) t_k wird bei Kolbendampfmaschinen, auch wenn kaltes Wasser reichlich vorhanden ist, gewöhnlich nicht unter 30° gehalten, mitunter 35 bis 40°, um wärmeres Speisewasser zu erhalten, was aber bei thermisch gut gebauten Maschinen den Verbrauch bereits schädigt.

Die Kühlwassermenge m kg für 1 kg Dampf ergibt sich aus $\lambda_k + m t_w = (m+1) t_k$ (worin t_w Temperatur für Flüssigkeitswärme, I. Bd. S. 417). Für mittlere Verhältnisse ist $m = 25$ bis 30, bei warmem Kühlwasser meist nicht über 40, wodurch t_k und die zugehörige Dampfspannung p_d im Kondensator entsprechend höher werden. Werden die Kondensationserzeugnisse durch die nasse Luftpumpe gemeinsam abgesaugt, was bei Kolbendampfmaschinen mit eigener Kondensation vorherrschend ist (Parallelstrom), so ergibt sich die Kondensatorspannung $p_k = p_d + p_l$, d. h. um die Spannung der im Kondensator befindlichen verdünnten Luft höher; p_l ist meist 2 bis 3 cm Q.-S.

Man vergleiche die Anzeige des Vakuummeters mit dem jeweiligen wirklichen Stande eines Quecksilberbarometers (abhängig von Seehöhe und Witterung), der Unterschied gibt $p_d + p_l$, z. B. bei 73 cm Barometerstand und 64,5 cm am Vakuummeter $p_d + p_l = 8,5$ cm; ist $t_k = 40°$, so ist $p_d = 5,5$ cm, daher $p_l = 3$ cm. Erheblich gröfsere Werte von p_l weisen auf übermäfsigen Luftzutritt durch Stopfbüchsen, undichte Flansche oder auf eine mangelhafte oder unzureichende Luftpumpe hin (S. 208).

Bei Gegenstromkondensation bewegen sich Wasser und Dampf im Kondensator entgegengesetzt, Wasser und Luft werden getrennt abgeführt, letztere an der Stelle, wo das Kühlwasser kalt eintritt, daher auch die Dampfspannung nahezu jener niedrigeren Temperatur t_w entspricht. Anderseits ist an der Stelle, wo der Dampf ein- und das erwärmte Wasser austritt, zwar die Dampfspannung der höheren Temperatur entsprechend, aber zugleich die Luftspannung geringer. Die Kondensatorspannung ist daher nur wenig höher als p_d, und man kann kleinere Kühlwassermengen anwenden und bessere Luftleere erzielen.

Diese Vorteile machen sich besonders da geltend, wo warmes Kühlwasser vorhanden ist oder heifses Ausgufswasser gebraucht wird, und wo der Abdampf viel Luft oder Gase enthält.

Das Wasser wird häufig durch ein sog. barometrisches Fallrohr (Abb. 232) ($H =$ etwa 12 m) abgeführt, die Luft durch eine trockene Luftpumpe L (Weifssche Schieberluftpumpe o. dgl.). Das abfallende Wasser nimmt ansehnliche Luftmengen mit und unterstützt hierdurch die trockene Luftpumpe. Nach Worthington (Barom. Kondenser) wird durch Saugstrahlwirkung die Luftabfuhr erhöht. Die Zuführung des Kühlwassers erfolgt nach Weifs durch eine besondere Pumpe P, unterstützt durch die Saugwirkung des Kondensators, in den das Druckrohr oben einmündet. Der Dampfeintritt erfolgt am unteren Ende des Kondensators, der Abdampf mufs daher hochgeführt werden (Entwässerung unterhalb der Maschine). Bei Rückkühlung stellt man den Kondensator so hoch, dafs das Abwasser aus dem Behälter, in den das Abfallrohr unter Wasser mündet, auf den Rieseltrog fliefst.

Abb. 232.

Gegenstromkondensation ohne barometrisches Fallrohr mit trockener Luftpumpe oben absaugend und Abführung des Abwassers durch Kolbenpumpe ist schwierig, da letztere bei teilweiser Füllung wegen wechselnder Wassermenge und luftfreien Wassers meist schlägt.

Beste Abhülfe Wasserabführung durch Kreiselpumpe oder nach Balcke durch entsprechend tief gesetzte vollgehende Warmwasserpumpe und Regelung des Wasserstandes im Kondensator durch einen Schwimmer. Anpassung an verschiedene Belastung erfordert Aenderung der Umdrehungszahl, worauf mitunter verzichtet wird (vgl. auch S. 207).

Parallelstromkondensation mit besonders angetriebenen nassen Kolbenluftpumpen wird selten — bei Dampfturbinen überhaupt nicht mehr — angewendet.

Bei elektrischem Antrieb der Luftpumpe für Einspritzkondensation mufs wegen Gefahr des Ersaufens der Kondensation bei Abfallen des Riemens oder Versagen des Motors im Kondensator ein Hebelschwimmer angebracht werden, der bei Ansteigen des Wasserinhalts ein Luftventil öffnet, um die Luftleere zu vernichten. Abblasen eines Sicherheitsventils am Kondensator macht den Wärter bei etwaigem Versagen der Luftleere aufmerksam. Mitunter werden selbsttätige Auspuffschieber, Klappen oder auch mehrere Sicherheitsventile angeordnet, deren Querschnitt bei z. B. 0,1 at Ueberdruck genügt, um den Dampf auszulassen, bis der Wärter eingreift.

Der Rauminhalt der Einspritzkondensatoren ergibt sich bei Einzelkondensationen von Kolbendampfmaschinen zufolge willkürlichen Entwurfs ziemlich verschieden. Anordnungen: als Erweiterung des Auspuffrohrs (nahe bei dem Zylinder), neben der Luftpumpe stehend oder im Körper derselben eingebaut. Rauminhalt (ohne Auspuffrohre einzurechnen) 0,5 vom Niederdruckzylinder (Verdrängung Fs) oder mehr, oder 5(bis 10-)fache Verdrängung der doppelt wirkenden Luftpumpe, oder 15- bis 20mal dem Volumen der sekundl. Einspritzwassermenge. Bei Weifsschen Kondensatoren, Einspritzkondensatoren für Dampfturbinen, Zentralkondensation erreicht das Verhältnis zum Volumen der sekundl. Einspritzwassermenge 25 bis über 60, besonders bei Kondensatoren mit grofsem Wasserinhalt (Beharrungswirkung für schwankenden Betrieb nach Balcke, Kiesselbach, Weifs vgl. Dubbel, Dampfm. III. Aufl.).

2. Oberflächenkondensation.

Abdampf und Kühlwasser sind durch die Röhrenwände getrennt und meist im Gegenstrom geführt, das Kühlwasser läuft mit einer Temperatur ab, die 10 bis 15° (bei besonderer Durchbildung der Umlaufeinrichtungen und Gegenstrom bis gegen 5°) unter der Temperatur t_k im Inneren bleibt. Kühlwassermenge 40- bis 50fach, bei Dampfturbinen oft weit gröfser. Zuführung fast ausnahmslos durch Kreiselpumpe, deren Kraftbedarf durch den Widerstand in den Rohren [je nach Wassergeschwindigkeit (bis 2,5 m) 1 m bis über 8 m Wassersäule] und die Hubhöhe bestimmt wird. (Bei Rückkühlung hebt die Umlaufpumpe bis zu den Rieseltrögen, Hubhöhe kaum unter 6 m.)

Die Entfernung der Luft und des Kondensates erfolgt entweder gemeinsam durch eine Nafsluftpumpe oder getrennt: nach älterer Art durch trockene Schieberluftpumpen und Kondensatpumpen mit Plunger oder Kolben, in neuerer Ausführungsform durch Schleuderluftpumpen (mit Zuführung von „Schleuderwasser") und Kreiselpumpen für Kondensatabfuhr, in jüngster Zeit finden Strahlapparate mit Wasser oder mit Dampf betrieben (Josse) allein oder zur Unterstützung von Schleuderluftpumpen zunehmende Verwendung.*)

Anordnungen. a) Geschlossene Oberflächenkondensatoren meist zylindrisch mit ebenen Rohrböden (bei Seewasser aus Bronze oder gewalzten Messingplatten, sonst auch Schmiedeisen

Abb. 233.

Abb. 235.

Abb. 234.

mit Schutzanstrich), zwischen denen nahtlos gezogene Messingrohre (bei Seewasser beiderseitig verzinnt) eingezogen sind. Das Wasser strömt, in 2 bis 4 Abteilungen hin und her geführt, durch die Rohre; der Dampf, oben einmündend, meist in ebensoviel Abteilungen durch Scheidewände geleitet, um die Rohre.

Die Hallsche Anordnung, Dampf durch die Röhren, wird nicht mehr angewendet. Radiale Anordnung der Scheidewände ist nicht mehr gebräuchlich. Man verwendet parallel angeordnete Scheidewände, wagerecht oder geneigt, nach Abb. 233 u. 234 bei

*) Königer, Z. f. Turbinenw. 1914 S. 249 ff.

langen Rohren durch eine lotrechte Mittelwand unter Zweiteilung des Dampfstromes gestützt. Das Kondensat wird unten gemeinsam mit der Luft abgesaugt (die Trennung erfolgt im weiten Rohr durch eine lotrechte Scheidewand), oder es findet getrenntes Absaugen der Luft an einer höher gelegenen Stelle statt, wobei entsprechende Lage der Scheidewände und Wasserführung für möglichste Kühlung der Luft sorgen.

Bei geneigt liegenden Scheidewänden wird auch das Kondensat aus der ersten Abteilung, das sich an der Wandfläche sammelt, gesondert abgeleitet, um die höhere Temperatur zu erhalten und die Benetzung der unteren Rohre durch das Herabrieseln (Schädigung des Wärmedurchganges) zu verhüten. Diese an sich längst bekannte Einrichtung ist bei dem sog. Contraflow-Kondensator und verwandten Anordnungen (Abb. 235) besonders durchgebildet. In diesem Falle erfolgt der Dampfdurchgang der Breite nach, die erste Abteilung enthält steile Scheidewände behufs Verteilung des Dampfstromes und Ableitung des heifsen Kondensates und erhält etwa 0,75 der gesamten Kühlfläche. Der Rest ist seitlich angeordnet und dient zur Kühlung der Luft. Bei den Anordnungen nach Abb. 233 u. 234 vermindert sich der Querschnitt der Abteilungen und die Röhrenzahl in der Richtung des Dampfdurchganges allmählich (Röhrenanzahl etwa 0,45, 0,25, 0,15, 0,15 oder $^1/_3$, $^1/_3$, $^1/_6$, $^1/_6$), in der ersten Abteilung wird durch Aussparen von Rohren der Dampfeintritt erleichtert (Abb. 235); die äufsersten Rohre erhalten zum Schutz gegen den Dampfstofs und mitkommendes Wasser zweckmäfsig gröfsere Wandstärke, mitunter auch gelochte Blechwand unter dem Einströmstutzen. Anordnung und Länge des Kondensators hängen mit der Weite der Röhren und der Bedingung zusammen, dafs die freie Länge derselben tunlichst 80- bis 100fachen, höchstens 130fachen Aufsendurchmesser betragen soll. Enge Rohre 16 bis 22 (Marine), Wandst. 0,7 bis 1 mm, weite Rohre 25 bis 32 mm, Wandst. 1 bis 1,3 mm. Mit letzteren sind freie Längen von 3500 bis äufserst 4200 mm möglich. Doch wird die Teilung der Rohrlänge durch mittlere Scheidewand, wenn nicht besondere Gründe vorliegen, vorgezogen, wobei engere Rohre angewendet werden. Bei Marinekondensatoren mit engen Rohren, rechteckigem oder birnförmigem Querschnitt werden mehrere Versteifungsplatten nötig, wobei Dampfdurchgang quer durch sämtliche Abteilungen zugleich.

Die Abdichtung der Rohre erfolgt durch Einwalzen (bei vorzüglichem Rohrmaterial)*) oder meist durch Stopfbüchsenringe (Stärke $\geqq$ 3 mm radial) in feinem Gewinde und Gummi- oder Baumwollring. Auch Rohrdichtung durch runde Gummiringe in kegeligen Bohrungen nach Politz bewährt sich, gestattet ebenfalls leichte Auswechslung von Röhren, worauf Wert zu legen, weil diese zufolge Steinansatzes und öfterer Reinigung sehr leiden. Bei Kalkansatz reinigt man durch mehrstündiges Spülen mit verdünnter Salzsäure unter Benutzung einer verbleiten Zentrifugalpumpe, hierauf spült man mit der Kühlwasserpumpe und entfernt etwa übriggebliebene gelockerte Ansatzkrusten in Röhrenform durch Auswischen.

Der Mantel des Kondensators aus Gufseisen oder Blech, die Wasserkammern als hochgewölbte Gufsdeckel mit entsprechenden Abteilungswänden, Stutzen für Wasser und Handlöchern. Zylindrische Wasserkammer nach Abb. 233 mit (zwei) seitlichen Rohranschlüssen (oben) gestattet Oeffnen des flachen Deckels ohne Abnahme der Kühlwasserrohre.

Die Kühlfläche wird mit 0,02 bis 0,03 qm für 1 kg Dampf in der Stunde bemessen, bei Dampfturbinen und besonders bei Rückkühlung noch reichlicher. Erhöhung des Wärmedurchganges wird durch hohe Wassergeschwindigkeit, zweckmäfsige Bauart, Ableitung des Kondensates (s. oben) und sorgfällige Luftabführung angestrebt.

b) Offene Kondensatoren entweder liegend in einem Wasserbehälter (Bassinkondensator), wobei der Dampf durch die Rohre strömt, oder nach Balcke stehend, wobei das Kühlwasser durch die Rohre aufsteigt; die Rohre sind leicht im Betriebe von oben nach unten zu reinigen.

c) Rieselkondensatoren, freistehende Wände aus liegenden Messingrohren mit gemeinsamen stehenden Sammelrohren, über deren Oberfläche Kühlwasser herabrieselt, sind sehr wirksam und erfordern weniger Kühlwasser, weil die Wärmeabgabe durch Verdunstung unterstützt wird.

*) Abnahmebedingungen: 20 bis 30 at innerer Druck (je nach Durchmesser und Wandstärke), Flachschlagen und nochmaliges Umlegen um 5 mm starken Draht, kegeliges Auftreiben um 30% des Durchmessers ohne Rifs.

Oberflächenkondensation findet Anwendung, wo das reine, warme Niederschlagwasser für die Speisung benutzt werden muſs, weil das Kühlwasser hierzu ungeeignet ist (Seewasser, saures Grubenwasser, sehr harte oder sonst unreine Wässer). Für Wasser mit kohlensauren Salzen sind nur geschlossene Kondensatoren, für solche mit schwefelsauren Salzen Rieselkondensatoren besser geeignet, damit nicht störende Ablagerungen an den Rohren auftreten. Für schlammiges Wasser eignen sich offene und Rieselkondensatoren.

Entölung des Niederschlagwassers erfolgt durch Absetzenlassen und Filtern (durch Koks und Holzwolle, Filtertücher), nach Dehne durch Zusatz von Tonerdehydrat. Besser ist die Oelabscheidung aus dem Dampf, wodurch sich zugleich die Verunreinigung der Kühlfläche verringert. Die Oelabscheider sind weite Gefäſse mit eingebauten mit Winkeln besetzten Wänden oder Gruppen von U-Eisen, an denen sich Oel und Wasser niederschlagen und in einem Sammelgefäſs unter Luftverdünnung absetzen. Entfernung des Oels durch Absperren der Verbindung zum Oelabscheider und Ablassen nach dem am Glas ersichtlichen Stand oder durch eine Pumpe, die beständig absaugt. Hierbei sind möglichst kurze, weite Leitungen, leichter Reinigung wegen, anzuwenden, da bei manchen Oelsorten Verstopfen durch gestocktes Oel vorkommt. Das Oel ist nach dem Filtern und Entwässern (Auskochen) wieder verwendbar. Aehnliche Entölungen sind auch für Mischkondensation zu empfehlen. Oelabscheidung auch durch Schleuderwirkung.

Bei der Bestellung und Abnahme von Entölern (Oelabscheidern) für Kondensationsmaschinen ist strengstens darauf zu sehen, daſs der Verlust an Luftleere höchstens 1 cm Q.-S. betrage, was bei richtiger Bemessung anstandslos erreichbar ist.

3. Strahlkondensation, Kreiselkondensatoren, Schleuderluftpumpen.

Körtingscher Strahlkondensator. Der Abdampf gelangt in einen kugelförmigen Raum, der die Mischdüse umgibt, und durch zahlreiche schräge Löcher in dieselbe, wo er mit dem mehrfachen (aus einer Gruppe enger Düsen austretenden) Kühlwasserstrahl zusammentrifft. Im Auswurfkegel (Diffuser) wird die Geschwindigkeit in Druck übersetzt und die angesaugte Luft auf Auſsendruck verdichtet.

Abb. 236.

Der Apparat wird stets stehend angeordnet, das Ablaufrohr unten noch 0,6 m lotrecht, bevor Richtungsänderung eintritt. Die Laval-Gesellschaft empfiehlt behufs Erzielung von 88 bis 90 % Luftleere 60- bis 65 fache Kühlwassermenge und weite Auspuffrohre (bei 0,1 at abs. Spannung mit 15 cbm für 1 kg Auspuffdampf gerechnet 50 bis 55 m Dampfgeschwindigkeit); Druckhöhe 7 bis 8 m, Wassergeschwindigkeit im Zulaufrohr 1 bis 1,3 m, Ablaufrohr etwas enger.

Begnügt man sich mit geringerer Luftleere, 80 % (bis 85 % bei sehr kaltem Wasser), so genügt 50 fache Wassermenge mit etwas kleineren Apparaten.

Kreiselkondensatoren nach Kolb erzeugen mit voll beaufschlagter Kreiselpumpe einen scheibenförmigen Wasserstrahl, der in eine ringförmige Düse eintritt. In späteren Ausführungen nur zum Absaugen von Luft verwendet (Thyssen) mit stellbaren Düsenwänden. Als Kreiselluftpumpen werden auch mit der Strahldüse zusammengebaute Kreiselpumpen bezeichnet (Beige & Künzli).

Schleuderluftpumpen sind Kreiselpumpen mit unterbrochenem Strahl, wodurch sog. Wasserkolbenbildung eintritt, in verschiedenen Ausführungsformen.

Westinghouse-Leblanc. Teilweise bei l beaufschlagtes Schleuderrad l_1. Bei Verwendung als Strahlkondensator tritt das Schleuderwasser in mehrere hintereinandergestellte Sammeldüsen S_1 S_2 (Abb. 236) und hierauf in den Auswurfkegel d. Dampfeintritt A.

Gröfsen	000	00	0	01
Dampfmenge kg/st bei 15° Wasser . . .	500	1000	2000	3000
Kraftbedarf an der Pumpenwelle PS . . .	3	4,5	7,5	12
Normale Umdrehungszahl	1500	960	960	960

Für gröfsere Dampfmengen werden W.-L.-Mischkondensationen ausgeführt (von 1500 kg aufwärts bis über 80 000 kg) mit eigenartigen Injektionsdüsen, abgeteiltem Kondensatorunterteil, aus dem getrennt oben Luft, unten Wasser abgezogen wird, letzteres durch eine an den Wasserraum angebaute Kreiselpumpe mit Rückschlagventil, die auch hochdrücken kann, z. B. auf den Kühlturm (S. 214).

Die W.-L.-Luftpumpe arbeitet mit Spülwasserkreislauf (Eintritt B) und hat nur eine Sammeldüse S (Abb. 237). Die Umdrehungszahl für beide an derselben Welle befindlichen Rotationspumpen beträgt bis 7200 kg Stundendampf: 960, bis 16 200: 720, darüber 480. Der Kraftbedarf der Mischkondensation berechnet sich für 30fache Warmwassermenge unter Annahme von 12 m ganzer Hubhöhe (etwa 1,5 m Hubhöhe aufserhalb der Warmwasserpumpe) ungefähr mit einem Wirkungsgrad von 36 % einschliefslich der Luftpumpenarbeit.

Abb. 237.

Die W.-L.-Luftpumpe wird zur Verwendung bei Oberflächenkondensation normal mit 1500 bis 2500 min. Umdr. ausgeführt, gibt abgeflanscht, d. h. ohne Luftzufuhr, das der Wassertemperatur entsprechende sog. theoretische Vakuum.

Der Kraftbedarf der W.-L.-Luftpumpen ist wenig gröfser als jener einer Kolbenluftpumpe mit Druckausgleich für gleiche Leistung.

Angehen mit Druckwasser oder Hülfsdampfdüse bei e.

Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft. Voll beaufschlagtes Kreiselrad, der Eintritt des Spülwassers (umlaufendes gekühltes Kondensat, bei Inbetriebsetzung aus dem hochgestellten Kondensatbehälter unter Druck zufliefsend) erfolgt in der Mitte des fliegend angeordneten Schleuderrades D_1 (Abb. 238), regulierbar. Die verdünnte Luft tritt am Umfang zu und wird von dem in einzelnen Strahlen austretenden Spülwasser in den stillstehenden Diffuser gerissen und in dessen schiefgestellten, strahlenförmig nach aufsen verjüngten Leitkanälen, zwischen die Wasserkolben eingeschlossen, verdichtet.

Bei Oberflächenkondensation ist im selben Gehäuse eine Zentrifugalkondensatpumpe angebaut (D_2). An gleicher Welle befindet sich die Kühlwasserpumpe C in besonderer, für hohe Umdrehungszahl geeigneter

Bauart und die Dampfturbine *A* für den Antrieb. An deren Stelle kann auch ein Elektromotor verwendet werden.

Die gebräuchlichen Gröſsen entsprechen (nach der Veröffentlichung vom Jahre 1909) folgenden Kühlwassermengen des Oberflächenkondensators und den bei 96 % des theoretischen Vakuums angesaugten Luftgewichten:

Luftgewicht in kg/st . .	21	29	40	55	78	88
Min. Umdrehungszahl . .	2880	2880	2000	1440	1440	1000
Kühlwassermenge cbm/st	150	290	540	900	1800	3000
mit entspr. Pumpengröſse	210	450	720	1200	2400	4300

Neuerer Zeit wird auch die dritte Gröſse mit 2880 Umdr. ausgeführt.

Die Umdrehungszahl ist in gewissen Grenzen veränderbar.

Die Luftpumpen werden auch in lotrechter Bauart bes. für Schiffsanlagen geliefert.

Abb. 238.

Die Verwendung umlaufenden Wassers für die Schleuderpumpe macht zwar die Anbringung eines Kühlers nötig, hat aber den Vorzug, daſs man die Menge des abgesaugten und in der Schleuderpumpe kondensierten Dampfes an der Zunahme des Wasserstandes im Ausguſsbehälter messen kann. Im Betriebe wird der Ueberschuſs durch ein Rohr mit eingestelltem Hahn in das Saugrohr der Kondensatpumpe zurückgesaugt.

Wo dies nicht geschieht oder nicht möglich ist, wie bei Wassstrahldüsen, die mit dem Kühlwasser des Oberflächenkondensators (vor oder hinter demselben) bedient werden, können erhebliche Dampfmengen (unter Umständen bis 3 % des Verbrauches) im abflieſsenden Wasser verschwinden und die Kondensatmessung gibt dementsprechend weniger Verbrauch. Aus diesem Grunde und wegen Verwendung möglichst kalten und reinen Schleuder- oder Düsenwassers ist umlaufendes gut gekühltes Wasser vorzuziehen.

4. Kolbenluftpumpen.

Konstruktion und Bemessung richten sich nach Bauart (**n a s s e** Pumpe für Mischkondensation oder Oberflächenkondensation oder

trockene Luftpumpe), gewünschter Luftleere und den einschlägigen Angaben bezüglich Dampf-, Kühlwasser- und Luftmenge.

Bei Dampfmaschinen mit eigener nasser Luftpumpe, wo besondere Anhaltpunkte meist fehlen, bemifst man die Luftpumpe für den Dampfverbrauch der normalen Vollbelastung so, dafs die Wasserförderung bei einem Kühlwasserverhältnis $w = 29$, also $w + 1 = 30$, mit $^1/_4$ Füllung der Pumpe bewältigt wird. Hieraus ergibt sich die einfache (von Popper aufgestellte) Beziehung

$$L = \frac{D}{n} \text{ für doppeltwirkende, } \frac{2D}{n} \text{ für einfachwirkende Luftpumpe,}$$

wobei L in l (cdm) der vom Luftpumpenkolben durchlaufene Raum

Abb. 239.

Abb. 240.

Abb. 241.

Abb. 242.

(Kolbenfläche mal Hub), D der stündliche Dampfverbrauch in kg bei voll belasteter Maschine, n die minutliche Umlaufzahl ist.

Diese Bemessung genügt bei gewöhnlichen Verhältnissen und gut gehaltenen Stopfbüchsen vollkommen und wird höchstens bei Rückkühlung entsprechend der gröfseren Wassermenge, z. B. um $^1/_{12}$ bei $w = 39$, vergröfsert. Zu beachten ist, dafs die im Wasserraum der Pumpe („schädlichen Raum") enthaltene Luft durch Ausdehnung vor Oeffnen der Saugklappen den Lieferungsgrad wesentlich vermindert (Abb. 239), wogegen Pumpen mit kleinem schädlichen Raum und guter Entlüftung oder überhaupt kleiner Luftmenge zufolge steiler Druckzunahme (Abb. 240) und Anprallen des Wassers an die Druckklappen hart, schlagend, arbeiten. Einsaugen von Luft durch einen Hahn mit Rückschlagventil (Schnüffler) deshalb gebräuchlich, kostet $^1/_2$ bis 2 cm Luftleere.

Einige Abhülfe bringt die Anordnung der Druckklappen auf schräger Fläche bei Ausführung nach Abb. 242 S. 209 oder senkrecht (Abb. 241 S. 209), und wobei das Wasser schon vor Eröffnung anliegt bzw. seitlich aufsteigt.

Die Anwendung eines vom Kolben gesteuerten **Saugschlitzes** gestattet Erzielung kleinen schädlichen Raumes, ist daher zu empfehlen. Bemessung erfolgt am besten so, dafs der auf den Schlitz entfallende Hubteil als nicht wirksam angesehen bzw. zu dem nach obiger Regel berechneten Hubvolumen hinzugeschlagen wird. Ausführung liegend doppelt wirkend nach Bodmer, Frikart (Abb. 241 S. 209), Erweiterung des Klappenbodens wegen Durchgangsquerschnittes s. unten. Stehende Schlitzpumpe nach Kuhn mit Schöpfkolben einfachwirkend, nach Doerfel und Prager Maschinenbau-A.G. doppelwirkend (Abb. 243) mit ringförmigen Gummibändern als Druckklappen (entw. 1881). Beste Lösung für hohe Luftleere nach Edwards (Abbildung unter Pumpen, Schiffbau) mit durch den Kolben beschleunigtem Wasserdurchgang (Abb. 244).

Abb. 243.

Abb. 244.

Zweistufige Luftpumpen nach Doerfel (1890). Die erste Stufe arbeitet mit niedrigem Druck (etwa 0,3 at), saugt daher mit grofsem Volumeffekt*) unter Wasserverschlufs gegen Eindringen von Luft von aufsen oder durch undichten Kolben. Die zweite Stufe (Oberseite bei stehender Pumpe) erhält einen Luftsack, dessen Kompression die Eröffnung der Druckklappen sanft macht. Bemessung derart zu wählen, dafs die Expansion auf den gewünschten Zwischendruck führt (vgl. Diagramm Abb. 246 S. 211).

Abb. 245 S. 211 zeigt die ältere Ausführung mit Ventilkolben und Saugschlitz, statt dessen auch häufig Saugklappen verwendet wurden. Zu beachten, dafs der Tauchkolben nur mäfsige Stärke erhält, soweit es die Führung des Kolbens und der Antriebzapfen erfordern, Zugänglichkeit der Kolbenventile durch den seitlichen Deckel des Luftsackes.

Neuere Ausführung als zweistufige Edwardspumpe nach Abb. 244 erfordert dicken Tauchkolben im Oberteil, damit zweistufige Förderung beim Niedergang erreicht wird. Luftsack durch Ränder unter den Klappensitzen oder auch im Boden des Verdrängerkolbens. Die Unterseite des Kolbens ist ebenfalls verrippt offen, um den Aufschlag auf das Wasser zu dämpfen. Mit Luftsack und entsprechendem Klappenquerschnitt ist diese Pumpe auch für Einspritzkondensation tadellos geeignet.

Die **Kolbengeschwindigkeit** der Luftpumpen ist abhängig von Aufstellung, Bauart und Klappenquerschnitt. Bei unmittelbarem Antrieb durch verlängerte Kolbenstange erreicht sie jene der Dampfmaschine,

---

*) Bei schnellgehenden Pumpen ist der schädliche Raum der Kolbenunterseite durch Tiefsetzen des Kolbenbodens (Z. d. V. d. I. 1901 S. 364) oder durch Ausfüllung mit dem entsprechend gestalteten Zylinderboden (Brown, Boveri) tunlichst zu verkleinern.

sonst beträgt sie meist (unter Hubverminderung im Antriebhebel, Kunstkreuz von der hinteren Führung, Hebel oder Stangendreieck vom verlängerten Kurbelzapfen, mit wenigstens vierfacher Stange angetrieben, oder seltener Gegenkurbel) bis etwa 2 m. Liegenden Luftpumpen gibt man Durchmesser: Hub = 0,6 bis 1, da reichlicher Klappenquerschnitt (2 m Durchgangsgeschwindigkeit oder weniger) möglich. Stehende Luftpumpen mit Ventilen im Kolben erhalten $c = 0{,}5$ m; freier Durchgangsquerschnitt im Kolben kaum 0,25 % der Kolbenfläche, daher sog. mittlere Durchgangsgeschwindigkeit $4\,c = 2$ m, wirkliche bei $^1/_4$ Wasserfüllung mit Einflufs der Stangenlänge fast 3 m. Knappe Bemessung der Klappenquerschnitte gibt grofsen Ueberdruck

Abb. 245.

Abb. 246.

Abb. 247.

beim Durchgang, gröfseren Klappenverschleifs und Brüche an deren Befestigungsschrauben; bei Saugklappen wegen Durchgangswiderstandes Verschlechterung der Luftleere. Bei Nafsluftpumpen für Oberflächenkondensation sind wegen sehr geringer Wasserfüllung engere Klappenquerschnitte üblich.

Für **Luftpumpenklappen** wird meist Gummi verwendet. Viereckige grofse Klappen schliefsen verzögert, daher beliebter runde, 150 bis 200 mm, seltener 120 mm Durchm:, 15 bis 20 mm stark, auf Gittern von 24 bis 30 mm (mittlerer) Spaltweite, mitunter zur Erhöhung der Biegsamkeit bei kleinem Durchmesser am Rande dünner. Für heifses Wasser besondere widerstandsfähige Sorten (Dermatine), die jedoch weniger biegsam, daher mindestens für Saugklappen mit etwas freiem

Spiel gegen den Fänger einzubauen sind, u. zw. nicht hängend. Steife Scheiben aus Vulcanfiber mit Messingfeder belastet und flachen Fängern werden gelobt. Metallventile als Scheiben oder Ringe aus hart gewalztem Blech von Messing oder Manganbronze. Sitz und (flache verrippte) Fänger aus Metall mit oder ohne Federn (flache Messingfeder) ebenfalls nicht hängend anzuordnen, daher nicht immer anwendbar, noch seltener sind bei Einspritzkondensation biegsame federnde Metallklappen.

Für gute Zugänglichkeit der Klappen mindestens durch grofse Handlöcher ist zu sorgen.

Der **Saugschlitz** erhält, wenn ringsum angebracht (mit Stegen), ungefähr ein Viertel des Hubes oder Gesamtquerschnitt der Oeffnungen $0{,}33\,Fc$, bezogen auf Kolbenfläche und Kolbengeschwindigkeit der Luftpumpe.

Zu enge Schlitzbemessung bewirkt bei gröfserer Wasserfüllung (also oft schon bei normaler) Stauung des Wassers aufserhalb der Schlitze, hierdurch Luftstauung und Verschlechterung der Luftleere im Kondensator. Teilweise Abhülfe erfolgt durch Rohrverbindung einer Schlitzöffnung mit dem Luftraum des Kondensators, falls Querschnitt ausreichend, was selten der Fall. Das gilt auch für das aufgesetzte Rohr in Abb. 241 S. 209 nach Koerner.

Luftpumpenkolben werden häufig ohne Liderung oder nur mit Rillen, sonst mit mäfsig federnden Metallringen ausgeführt. Bei liegenden Pumpen ist hintere Führung wegen Abnutzung bei unreinem Wasser zweckmäfsig. Die Stopfbüchsen versieht man mit Wasserverschlufs durch eine vorgebaute Mulde oder Schlauchverbindung zum Packungsraum.

Abb. 248.

Nafsluftpumpen für Oberflächenkondensation, stehend, meist Edwards oder zweistufig, erhalten an 200 Uml./min und Antrieb durch Elektromotor an der Welle (Abb. 248), einzeln, Zwilling oder Drilling.

Trockene Luftpumpen werden meist als Schieberluftpumpen mit gesteuerter Saugwirkung nach Weifs mit ebenem, nach Balcke mit einem Drehschieber mit Ausgleichspalte oder zwei Drehschiebern ausgeführt. Gesteuerte Druckwirkung mit Rückschlagventilen wird selbsttätigen Druckventilen meist vorgezogen, weil bei Ventilbruch Luftleere durch Schieber allein noch erhalten bleibt. Grofser schädlicher Raum ist zu vermeiden wegen Erhöhung des Kraftbedarfs und Erhitzung der angesaugten Luft durch die überströmende.

Kondensatpumpen (falls überhaupt noch als Kolbenpumpen ausgeführt) erhalten Saugschlitz, werden tiefstehend, nach Balcke als liegende doppeltwirkende, nach Doerfel als stehende zweistufige Schlitzpumpe (Abb. 247 S. 211) ausgeführt mit möglichst kleinem schädlichen Raum und Luftrohr mit gesteuerter Oeffnung zur Entlüftung. Bemessung:

Drei- bis Vierfaches der abzusaugenden Kondensatmenge. (Auch mehr zur Sicherheit wegen mäfsiger Rohrundichtheit.) Ueberwiegend werden Kreiselpumpen, denen das Kondensat zufliefst, angewendet. Edwardsluftpumpen erhalten hierbei Hülfseinspritzung mit möglichst gekühltem umlaufendem Kondensat.

Antrieb bei Zentralkondensation gemeinsam durch eigene Dampfmaschine, wenn deren Gröfse genügende Wirtschaftlichkeit gestattet. Sonst und bei Einzelkondensation für Dampfturbinen elektrisch. Selten, weil bei geringer Umlaufzahl (100 bis 150 in der Minute) teuer, mit unmittelbar gekuppeltem Motor, meist Riementrieb. Auch gemeinsamer Motor mit Kreiselpumpenwelle (elastisch) gekuppelt und die trockene Luftpumpe nebst angekuppelter Brüdenpumpe mit Riemen (bei kurzem Abstand mit Spannrolle) treibend.

Luftmenge und Leistung.

Die im Einspritzwasser gelöste Luftmenge beträgt nach Bunsen bis 2% (R.-T.) bei atmosphärischem Druck und 15°. Nachrechnung ausgeführter Luftpumpen unter Berücksichtigung des Raumverlustes durch Expansion aus dem schädlichen Raum (20 bis 25%) ergibt einschliefslich des Lufteintrittes durch gut gehaltene Stopfbüchsen kaum 1%, bezogen auf das Hubvolumen nach der Popperschen Regel und atmosphärischen Druck. Nach Weifs*) läfst sich der Luftzutritt durch die Stopfbüchsen sowie durch Undichtheiten der Rohrleitung zur Kondensation, deren gesamte Länge Z in m ist, ziemlich reichlich durch eine Undichtheitszahl μ ausdrücken:

für grobe Betriebe (Hüttenwerke o. dgl.) ist . . $\mu = 1{,}8 + 0{,}01\,Z$,
„ feine Betriebe (Elektrizitätswerke mit Zentralkondensation) ist . . . . $\mu = 1{,}8 + 0{,}006\,Z$,
bei Maschinen mit Einzelkondensation ist . . $Z = 0$,
für Verdampfapparate von chemischen oder Zuckerfabriken wird . . . . $\mu = 8$,

womit die gesamte Luftmenge (einschl. gelöste, s. o.) in cbm/min

$$L = \left(0{,}02 + \frac{\mu}{w}\right)\frac{W}{1000},$$

bezogen auf die Kühlwassermenge W in kg/min und das Kühlwasserverhältnis w, oder $L = \frac{1}{1000}(0{,}02\,W + \mu D)$,

bezogen auf die Kühlwassermenge W und die Dampfmenge D in kg/min, wird.

Hierbei ist angenommen, dafs diese Luftmenge die Temperatur des Kondensators t_k hat (bzw. dafs bei dem Anteil der gelösten Luft wegen Unsicherheit die geringfügige Korrektur $\left(\frac{273 + t_k}{273 + 15}\right)$ überflüssig erscheint). L ist bezogen auf atmosphärischen Druck.

Durch die Luftpumpe, deren angesaugte Luftmenge in cbm/min V_l (unter Berücksichtigung der Wasserfüllung, der Expansion aus dem schädlichen Raum und sonstiger Verluste) beträgt, wird die Luftspannung $p_l = \frac{L}{V_l}$.

*) F. J. Weifs, „Kondensation". Berlin 1901. Julius Springer.

Während bei Parallelstrom der Kondensatordruck $p_k = p_d + p_l$ mit p_d entsprechend der Kondensatortemperatur t_k, s. oben, war, ist bei Gegenstrom nach Weifs die Temperatur an der Ansaugestelle $t_{(geg)}$ um einen kleinen Zuschlag α höher zu rechnen als die Kühlwassertemperatur t_w, nämlich $\alpha = 4^0 + 0{,}1\,(t_k - t_w)$, und die Dampfspannung dieser Temperatur $t_{(geg)} = t_w + \alpha$ entsprechend, so dafs die Gesamtspannung

$$p_{k\,(geg)} = p_{d\,(t_w + \alpha)} + p_l.$$

Dafs die Luftpumpe die Luft mit der geringeren Temperatur, also entsprechender Raumverminderung, ansaugt, also eigentlich

$$p_l \frac{273 + t_{(geg)}}{273 + t_k}$$

stehen könnte, soll nach Weifs bei der Bemessung der Luftpumpe nicht weiter berücksichtigt werden, wenn auch bei der Ausführung der sonstigen Gegenstrom-Oberflächenkondensationen auf die Kühlung der Luft gröfster Wert gelegt wird.

Bei Oberflächenkondensation entfällt der Luftgehalt des Einspritzwassers, daher ist sinngemäfs nur μ zu berücksichtigen Da auch das Wasservolumen entfällt (1/4), findet man ungefähr $\frac{1}{2}\,\frac{D}{n}$ (S. 209) als Verdrängung der Bemessung zugrunde gelegt, falls nicht wegen angestrebter gröfserer Luftleere reichlichere Bemessung erfolgt.

Bei Dampfturbinen wird durch sorgfältigste Dichthaltung der Stopfbüchse (Dampfdichtung) und Wasserverschlufs an der Flanschverbindung mit dem Kondensator der Lufteintritt tunlichst beschränkt, auch Lufteinsaugen bei Speisepumpen oder Injektoren sorgfältig vermieden. Nachrechnungen ergeben bei günstigen Fällen nur etwa 2 bis 4% Raumteile der Kondensatmenge, auf atmosphärischen Druck und 0^0 reduziert, als geförderte Luftmenge. Die erreichte Luftspannung p_l im Kondensator ergibt sich mit 2 cm bis unter 1 cm Q.-S. Der Teildruck p_d ist meist auch kleiner als der Kondensattemperatur entspricht.

Der **Kraftbedarf** der Kondensation wird wesentlich durch die mechanischen Widerstände der Pumpen und ihres Antriebes beeinflufst, deren Berechnung umständlich ist.

Die **indizierte Pumpenleistung** bei Einspritzkondensation dürfte im günstigsten Falle (Ausgufs ohne Ueberheben) bei $m = 29$ und dem Dampfverbrauch C_i für 1 PSi-st mit $\frac{C_i}{750}$ PSi für 1 PSi der Maschine angesetzt werden (demnach bei $C_i = 7{,}5$ kg/PSi-st 1%, bei $C_i = 5$ kg/PSi-st 0,66%). Der Kraftbedarf erreicht zufolge der Reibungswiderstände der Pumpe und ihres Antriebes sowie bei gröfserem Durchgangswiderstand in zu engen oder zu steifen Druckklappen und in der Auswurfleitung leicht das Doppelte des obigen Wertes, der bei gröfserer Wassermenge und Hubhöhe (Rückkühlung) sich entsprechend erhöht.

Bei Dampfturbinen wird der Kraftbedarf der Einspritzkondensation mit 1,2% (bis 2,5% bei kleineren Anlagen) meist zu niedrig angegeben, er erreicht oft das Doppelte. Bei Oberflächenkondensation mit trockenen Luftpumpen und Kreiselpumpe ergeben sich etwa die gleichen Beträge, bei zweistufigen Nafsluftpumpen angeblich etwas niedrigere Werte. Bei Rückkühlung erhöht sich der Kraftbedarf um 1/2 bis 1% für die Wasserhebung auf den Kühler. Sämtliche Werte bezogen auf die vollbelastete Anlage.

Kiesselbach gibt für gewöhnliche Einspritzkondensation 0,6 bis 2% der Maschinenleistung, normal 1% an, bei Rückkühlung 1 bis 3,5%, je nach Temperaturen und verbrauchten Wassermengen. Bei Oberflächenkondensation 0,2 bis 0,7% und bei Rückkühlung 0,6 bis 2,2%. Vgl. Dubbel, Dampfmaschinen III. Aufl., bzgl. Kraftbedarf.

5. Rückkühlanlagen.

1. Kühlteiche haben mäfsige Kühlwirkung, erfordern 3 bis 4 qm Fläche für 1 PS.

2. Offene Gradierwerke. Gestelle mit Reisig oder Latten von grofser Längenausdehnung, Höhe 8 bis 10 m. Für 1 PS oder 0,3 cbm Wasser/st etwa 0,3 qm Grundfläche bei 20 bis 30° Abkühlung oder 0,1 qm bei 10 bis 15°. Sehr wirksame Kühlung, aber Belästigung durch Dunst und feinen Regen.

3. Geschlossene Gradierwerke (Ventilatorgradierwerk). Senkrechte oder schwach geneigte Rieselflächen aus Holz oder Blech in einem kaminartigen, runden oder viereckigen Gehäuse. Das warme Wasser rieselt gut verteilt 4 bis 6 m hoch herab, während der natürliche Luftzug oder durch einen Ventilator erzeugter Zug Wärme durch Leitung und Verdunstung entzieht.

Holzeinlagen werfen sich oder reifsen leicht, besser sind Wellblecheinlagen;*) Worthington verwendet gerollte Blechstücke, 0,4 bis 0,5 mm dick, von 120 mm Durchm. ineinandergreifend, Schicht je 200 bis 300 mm hoch, Blechfüllung 4,5 bis 5 m hoch auf Rost von Flacheisen, Grundfläche des Mantels (bis 6 m Durchm.) 1 qm für je 400 kg Abdampf für 1 st, Turmhöhe 20 bis 25 m. Bei 4 bis 6 m Durchm. (für 5000 bis 12 000 kg Abdampf für 1 st) führt ein gedecktes Luftrohr unter die Mitte, da sonst der Regen den Luftzutritt behindert. Bei Anwendung eines Ventilators darf die Blechfüllung bis 6 m hoch werden, Blechfläche rd. 0,7 qm für 1 kg Abdampf. Wasserverteilung durch ein sich drehendes Röhrenkreuz von der Mitte aus.

Grundflächenbedarf aufserordentlich klein, Kühlung wirksam.

4. Kaminkühler.

Liegend angeordnete Rieselböden in mehreren Schichten übereinander (Lattensysteme) nach Balcke durch lotrechte Wände in Zellen geteilt, in welche die Luft seitlich einzieht und durch den Kamin abzieht. Fallhöhe 4 bis 6 m, daher bei wenig versenkter Aufstellung noch Wasserhebung durch die Nafsluftpumpe möglich, jedoch besondere Kreiselpumpe vorzuziehen.

Bei Wasserhebung durch eine Kreiselpumpe bei Einzelanlagen, die erst nach Erreichung der vollen Umlaufzahl oder Vorhandensein elektrischen Stromes fördert, sorge man durch genügende Gröfse des Wasserbehälters oder einstweilige unmittelbare Wasserhebung durch die Luftpumpe entsprechend vor, da sich das Wasser während des Angehens sonst u. Umst. zu sehr erwärmt.

Gesamter Grundflächenbedarf bei stündlich unter 8000 kg Dampfverbrauch für 100 kg etwa 1,25 qm + 5 qm Zuschlag, bei gröfserer Stundenleistung für 100 kg 1,1 qm + 15 qm Zuschlag, steigerbar bis 0,8 qm für 100 kg oder 1 qm lichte Grundfläche für 3,5 bis 4,5 cbm/st.

Unterflurkühler so weit versenkt, dafs Ausgufs wenig über oder in Bodenhöhe, Rieselböden seitlich ausgebaut; 1 qm lichte Grundfläche für 2 bis 3 cbm/st. Fallhöhe 2,5 bis 3 m. Kühlwirkung etwas geringer. Werden deshalb nur noch selten angewendet.

5. Streudüsen (Körting).

Von einer Druckpumpe mit 1 bis 1,5 at Druck getrieben, wird das Warmwasser in Streudüsen kegelförmig zerstäubt und fällt in einen Sammelteich.

Hinsichtlich Theorie der Rückkühlung vgl. Otto H. Mueller, Z. d. V. d. I. 1905.

---

*) Von Breitfeld, Danek & Co. bei dem Kleinschen Kühler der Ausstellung in Prag 1891 angewendet, Z. d. V. d. I. 1892 S. 540.

V. Dampfturbinen.

1. Theoretischer Teil.

A. Allgemeines.

1. Grundsätzliches. In den Dampfturbinen setzt sich die potentielle Energie des Dampfes in kinetische Energie (Geschwindigkeit) um, die wie bei Wasserturbinen (durch Abnahme der absoluten Gröfse der Geschwindigkeit) gewonnen wird, indem der Dampf durch Leitapparate (Düsen) auf ein oder mehrere Schaufelräder strömt und dabei gezwungen wird, seine Richtung zu ändern.

2. Mittel zur Verminderung der Umlaufzahl. Die Hauptschwierigkeit beim Bau der Dampfturbinen liegt in der möglichst völligen Ausnutzung der sich bei voller Expansion des Dampfes in nur einer Stufe ergebenden hohen Dampfgeschwindigkeit.

Diese ist z. B. rd. 1200 m/sk bei einem Druckgefälle von 10 auf 0,1 at abs. Zur günstigsten Ausnutzung dieser Dampfgeschwindigkeit müfste wie bei Wasserturbinen die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades rd. $^1/_3$ bis $^1/_2$ der Dampfgeschwindigkeit, also 400 bis 600 m/sk sein.

Um die dadurch bedingte Radgeschwindigkeit und Umlaufzahl auf eine ausführbare Gröfse zu bringen, können verschiedene Wege eingeschlagen werden:

a) **Druckabstufung** unter Verwendung einer Reihe von Leit- und Laufrädern, wodurch sich infolge des für jedes Rad zur Verfügung stehenden verminderten Druckgefälles die Dampfgeschwindigkeit in gewünschter Weise ermäfsigt; unter E. S. 224.

b) **Geschwindigkeitsabstufung** unter D. S. 224.

c) durch Vereinigung von a) und b): **eine Anzahl von Druckstufen, einzelne oder alle mit mehreren Geschwindigkeitsstufen.**

3. Einteilung der Dampfturbinen:

a) nach der Arbeitsweise:
- α) Gleichdruck-(Aktions-)Turbinen; Expansion nur in den feststehenden Leitschaufeln (Düsen);
- β) Ueberdruck-(Reaktions-)Turbinen; Expansion in Leit- und Laufschaufeln;

b) nach der Unterteilung des Druckgefälles:
- α) einstufige } mit und ohne Geschwindigkeitsstufen;
- β) mehrstufige } mit und ohne Geschwindigkeitsstufen;

c) nach der Art der Beaufschlagung:
- α) Achsial-Turbinen;
- β) Radial-Turbinen;
- γ) Tangential-Turbinen.

4. Anwendung. Nur wenn verhältnismäfsig hohe Umlaufzahlen verlangt werden (elektrische Betriebe, Kreiselpumpen, Ventilatoren und Kreisel-Kompressoren, Schiffsschrauben). Sehr geeignet ferner zur Ausnutzung des Abdampfes von Auspuffkolbenmaschinen; bei unterbrochenen Betrieben in Verbindung mit Wärmespeichern.

In Anlagen, bei denen Dampf für Heiz- oder Kochzwecke gebraucht wird, Ausführung als Gegendruckturbinen oder als Kondensationsturbinen mit Zwischendampfentnahme (Anzapfturbinen).

5. Allgemeine Vorteile: Bessere Ausnutzung eines hohen Vakuums als durch Kolbendampfmaschinen. Bei Wahl günstiger Betriebsverhältnisse hinsichtlich Dampfdruck, Ueberhitzung und Vakuum ergeben die Dampfturbinen bei mittlerer Leistung im allgemeinen gleich günstige Dampfverbrauchzahlen wie gute Kolbendampfmaschinen, bei grofsen Einheiten sind die besten Dampfverbrauchszahlen der Kolbenmaschinen durch Turbinen erheblich unterschritten.

Gegenüber Kolbenmaschinen kleine Abmessungen und Gewichte; Fortfall der hin und her gehenden Massen (Erschütterungen); leichte Fundamente; geringe Wartung und hohe Betriebsicherheit infolge einfacher Bauart; bis auf die Lager keine aufeinander reibenden Teile; sehr grofse Ueberlastungsfähigkeit; geringer Oelverbrauch; ölfreies Kondensat; geringer Raumbedarf; gute Regelung (Aenderung der Umlaufzahl $\pm$ 3% bei 100% Belastungsänderung).

6. Einflufs der Dampfüberhitzung. Hohe Dampftemperatur (bis zu 350° C) läfst sich ohne Schwierigkeit bei Turbinen verwenden, da sie keine bei hoher Temperatur aufeinander reibenden Teile besitzen. Die Turbinen sind um so unempfindlicher gegen hohe Temperaturen, je tiefer die Expansion in der ersten Stufe erfolgt. Daher sind am unempfindlichsten einstufige Druckturbinen und am empfindlichsten vielstufige Ueberdruckturbinen. Mehrstufige Turbinen, bei denen die erste Stufe mit Geschwindigkeitsstufen versehen ist, sind unempfindlicher als solche ohne Geschwindigkeitsstufen. Weitere Vorteile der Dampfüberhitzung sind neben günstiger Beeinflussung des Dampfverbrauchs verminderte Abnutzung der Schaufeln durch Wassertröpfchen und geringere Reibung der Turbinenräder. Der Dampfverbrauch verringert sich bei Hochdruckturbinen mit Kondensation für je 5 bis 7° C Ueberhitzung in den üblichen Grenzen um 1%; bei Turbinen für freien Auspuff und Gegendruck und bei Abdampfturbinen ist der Einflufs der Ueberhitzung wesentlich gröfser; Umrechnung auf Grund des thermodynamischen Wirkungsgrades η (A 9 S. 218) mit $\pm$ 20° C Ueberhitzung $= \pm\, 0{,}01 \cdot \eta$ ergibt angenähert mittlere Werte. Hierbei ist, wie bei allen folgenden Berechnungen, die Verwendung der Entropietafel von Mollier*) vorausgesetzt.

7. Einflufs des Vakuums. Bessere Ausnutzung eines hohen Vakuums (bis über 98%) als bei Kolbenmaschinen. Eigene Kondensation vorteilhafter als Anschlufs an Zentralkondensation, besonders wenn deren Vakuum wegen aussetzender Betriebe (Dampffördermaschinen usw.) schwankend ist. Kraftbedarf 1½ bis 3% von der Turbinennormalleistung bei gröfseren Turbinen.

Der Einflufs des Vakuums auf den Dampfverbrauch ist von so vielen Umständen abhängig, dafs sich eine allgemein gültige Verhältniszahl hierfür nicht angeben läfst; im allgemeinen kann man bei Hochdruckturbinen für 1% besseres Vakuum in den Grenzen von 80 bis 97% etwa 1 bis 3% Verminderung des Dampfverbrauchs rechnen, bei Abdampfturbinen unter Umständen noch mehr.

8. Messung des Dampfverbrauches gibt nur dann zuverlässige Werte, wenn Belastung und Vakuum möglichst unveränderlich bleiben (bei Turbodynamos Belastung durch Wasserwiderstand, Fest-

*) Mollier, Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. Springer 1906.

stellen des Reglers oder Innehaltung gleichen Druckes vor dem ersten Leitrade). Versuche mit schwankender Netzbelastung (Betriebsversuche) sind unzuverlässig, wenn nicht selbstaufschreibende oder zählende Meſsgeräte verwendet werden.

9. Thermodynamischer Wirkungsgrad η_e, bezogen auf die effektive Leistung, ist das Verhältnis des theoretischen Dampfverbrauchs D_0 einer verlustlosen Turbine zum wirklichen Dampfverbrauch D_e, bezogen auf die effektive Leistung. Sind p_0 und t_0 oder x_0 Druck und Temperatur oder spezifische Dampfmenge vor der Turbine und p_2 Druck im Abdampfstutzen, so ist der Wärmeinhalt des Dampfes vor der Turbine i_0 im JS-Diagramm (Abb. 252 S. 222) = Schnittpunkt A der Kurve für p_0 mit der für t_0 oder x_0; Wärmeinhalt des Abdampfes i_a' bei adiabatischer verlustfreier Expansion = Schnittpunkt M der durch A gelegten (zur Ordinatenachse parallelen) Adiabate AM mit der Kurve für p_2. Adiabatisches Gefälle $H' = i_0 - i_a'$ in WE/kg. Theoretischer Dampfverbrauch $D_0 = 632 : H'$ in kg/PS/st, $\eta_e = D_0 : D_e$.

10. Ein **Vergleich der Wirtschaftlichkeit** verschiedener Turbinen erfolgt häufig auf Grund des thermodynamischen Wirkungsgrades, jedoch ist zu beachten, daſs dieser bei einer gegebenen Turbine mit steigender Ueberhitzung steigt (A. 6. S. 217) und mit besser werdendem Vakuum wegen des zunehmenden Auslaſsverlustes im allgemeinen sinkt. Deshalb ist auch eine Umrechnung des Dampfverbrauchs einer Turbine auf andere Dampfverhältnisse umgekehrt proportional zum adiabatischen Wärmegefälle (d. i. mit unveränderlichem thermodynamischen Wirkungsgrad) oft unrichtig. Ebenso haben Turbinen gröſserer Leistung, die für sehr hohes Vakuum gebaut sind, wegen des bei dem groſsen Dampfvolumen nicht zu vermeidenden hohen Auslaſsverlustes im allgemeinen einen kleineren thermodynamischen Wirkungsgrad als solche, die für schlechteres Vakuum eingerichtet sind. Am zweckmäſsigsten erfolgt deshalb der Vergleich auf Grund des Wärmeverbrauchs bzw. des thermischen Wirkungsgrades,*) weil hierbei der Nutzen eines hohen Vakuums trotz des geringeren thermodynamischen Wirkungsgrades klar hervortritt. Eine Umrechnung des Dampfverbrauchs von Heiſsdampfturbinen auf gesättigten Dampf umgekehrt proportional zur zugeführten Wärme (d. i. mit unveränderlichem thermischen Wirkungsgrad), wie bei Kolbenmaschinen üblich, ergibt unrichtige Werte, weil der thermische Wirkungsgrad mit steigender Ueberhitzung zunimmt.

B. Einzelheiten.

1. Erweiterte Düsen anzuwenden, wenn der absolute Gegendruck p_2 hinter der Düse $< \beta \cdot p_1$ (I. Bd. Wärme, S. 440 ff. u. 444 ff.) ist; p_1 der absolute Druck vor der Düse (Abb. 249). Die Ausfluſsmenge G_m ist dann unabhängig von p_2:

$G_m : F_m$ bei trocken gesättigtem Dampfe.

p_1	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	at abs.
$G_m : F_m$	7,56	7,07	6,58	6,09	5,59	5,10	4,60	4,11	3,61	3,11	2,60	2,10	1,50	1,07	0,55	kg/st u. qmm

*) I. Bd. Abschn. Wärme S. 424.

In den Grenzen von 3 bis 15 at abs. kann $G_m : F_m = (0{,}5 \cdot p_1 + 0{,}1)$ näherungsweise gesetzt werden (Fehler $< 1\,\%$). Nach neueren Versuchen ergeben sich um ~ 2 bis $3\,\%$ gröfsere Werte für $G_m : F_m$. Für je 11^0 C Ueberhitzung nimmt $G_m : F_m$ um $\sim 1\,\%$ ab. Ist $p_2 > \beta \cdot p_1$, so ist die durchfliefsende Dampfmenge $G = \mu \cdot \xi \cdot G_m \cdot \frac{F_2}{F_m}$ (ξ s. unten). μ abhängig von den in diesem Falle sehr grofsen Strömungsverlusten $[\sim 0{,}5 \,.\, (q + 1)]$. G kann jedoch nie $> G_m$ werden.

Abb. 249.

Abb. 250.

Setzt man für trocken gesättigten Dampf (nach Zeuner) $\varkappa = 1{,}135$, für überhitzten Dampf $\varkappa = 1{,}3$, so ergibt sich bei verlustloser Strömung für das

Erweiterungsverhältnis $q = F_2 : F_m$.

$p_1 : p_2$	100	80	70	60	50	20	10	8	6	4	2
Gesättigter Dampf . .	13,802	11,555	10,395	9,163	7,980	3,966	2,436	2,069	1,716	1,349	1,015
Ueberhitzter Dampf .	9,681	8,271	7,529	6,761	5,959	3,214	2,075	1,818	1,545	1,258	1,005

Da jedoch $\varkappa$ veränderlich und die Strömung nicht verlustlos ist, können diese Werte nur als angenäherte angesehen werden; es empfiehlt sich deshalb, für die Rechnung die Entropietafel zu Hülfe zu nehmen (B. 3. S. 220).

2. Nicht erweiterte Düsen (Leitapparate) (Abb. 250). Ist $p_2 > \beta \,.\, p_1$, so ist die Ausflufsmenge G abhängig vom Gegendruck. $G = \xi \,.\, G_m$ (G_m B. 1. S. 218).

Bei trocken gesättigtem Dampf ist:

bei $p_2 : p_1$	1,0	0,98	0,96	0,94	0,92	0,90	0,85	0,80	0,70	0,58
ξ	0	0,31	0,43	0,52	0,60	0,66	0,77	0,86	0,96	1,0

Bei überhitztem Dampf ändern sich diese Werte nur sehr wenig.

Da hierbei die Zuflufsgeschwindigkeit c_0 des Dampfes zum Leitapparat vernachlässigt ist, so ist es zweckmäfsiger, Ausflufsmenge G in kg/sk unmittelbar aus dem durch die Expansion in der Stufe von p_1, t_1 auf p_2 entstehenden Wärmegefälle h' zu berechnen. Es ist $c' = \sqrt{c_0^2 + 8378 \,.\, h'}$ und $G \,.\, v_2' = F_2 \,.\, c'$, wobei F_2 der Ausflufsquerschnitt in qm und v_2' das dem Druck p_2 bei adiabatischer Expansion von p_1, t_1 entsprechende spezifische Volumen ist.

Ist $p_2 < \beta \cdot p_1$, so stellt sich bei verlustloser Strömung im Ausflufsquerschnitt F_2 der Druck $\beta \cdot p_1$ ein; die weitere Expansion bis auf p_2 findet im Schrägabschnitt und im Spalt statt, wodurch der Strahlwinkel $\alpha_s > \alpha_2$ wird.*)

3. Die **Strömungsverluste einer Düse** (Abb. 249 u. 250 S. 219) setzen sich zusammen aus den Verlusten

z_0 in der Einströmung bis F_m,
z_1 im erweiterten Teil (der bei nicht erweiterten Düsen fehlt),
z_2 im parallelen Teil (der häufig weggelassen ist),
z_3 im Schrägabschnitt,
z_4 im Spalt bis zum Auftreffen auf die Laufschaufeln.

z_0 kann bei kurzem, gut abgerundetem Einlauf vernachlässigt werden. Vernachlässigt man den Einflufs der Dampfgeschwindigkeit und des Dampfzustandes, so ergibt sich unter Vereinfachung der Rohrreibungsformel (Wärme, S. 447 u. f.) näherungsweise

$$\frac{z_1}{h'} = \frac{\zeta}{k} \cdot \frac{q-1}{\sqrt{q}}; \qquad \frac{z_2}{h'} = 2\zeta \cdot \frac{l_2}{\sqrt{F_2}};$$

$$\frac{z_3}{h'} = \frac{\zeta}{\operatorname{tg} \alpha_2}; \qquad z_4 \sim z_3 \cdot \frac{l_4}{l_3}.$$

k ist ein Mafs für die Konizität $= \dfrac{\sqrt{F_2} - \sqrt{F_m}}{l_1}$ (im Mittel $\sim 0{,}14$).

$\zeta \sim 0{,}01$ bis $0{,}02$, je nach der Rauhigkeit; $\qquad q = F_2 : F_m$.

Die wirkliche Ausflufsgeschwindigkeit ist

$$c_1 = \varphi \cdot c' = 91{,}53 \cdot \varphi \cdot \sqrt{h'}; \qquad \varphi = \sqrt{1 - \frac{z_0 + z_1 + z_2 + z_3 + z_4}{h'}}.$$

Der Zustand des Dampfes am Ende des parallelen Stückes ist $i_e = i_2' + z_0 + z_1 + z_2$.

Aus i_e ergibt sich die zugehörige Temperatur oder Dampfnässe und hieraus das zugehörige spezifische Volumen v_e. Das erforderliche Erweiterungsverhältnis ist dann

$$q = \frac{F_2}{F_m} = \frac{G_m}{F_m} \cdot \frac{v_e}{\sqrt{i_1 - i_e}} \cdot 3{,}035,$$ wobei $G_m : F_m$ in kg/st/qmm einzusetzen ist.

Für eine erweiterte Düse von gegebenen Abmessungen findet man bei einem bestimmten Anfangszustande p_1, v_1 den Zustand p_e, v_e im Endquerschnitt F_2, indem man probeweise für p_e der Reihe nach verschiedene Werte einsetzt und mit den aus den Abmessungen berechneten Verlusten $z_0 + z_1 + z_2$ den zugehörigen Endquerschnitt wie oben ausrechnet. Durch zeichnerische Interpolation ergibt sich dann der wirkliche Enddruck p_e im Endquerschnitt F_2.

Ist die Düse stärker erweitert, als dem Gegendruck p_2 hinter der Düse entspricht, so nimmt φ ab. Ist der Gegendruck niedriger als der sich in F_2 einstellende Druck p_e, so findet Weiterexpansion im Schrägabschnitt und im Spalt statt, wodurch der Dampfstrahl abgelenkt wird.

*) Z. f. Turbinenw. 1912 S. 185.

4. Laufschaufeln (Abb. 249 S. 219). Will man stofsfreien Eintritt erzielen, so macht man β_1 = der Richtung von w_1 (Abb. 251 S. 222). $w_2 = \psi\, w_1$. Die Verluste im Laufschaufelkanal sind von so vielen Umständen abhängig, dafs eine einwandfreie umfassende Formel hierfür nicht angegeben werden kann. Die praktisch vorkommenden Schaufelöffnungswinkel $\beta_1 + \beta_2$ liegen zwischen den Grenzen 40 und 110°. Unter Voraussetzung mittlerer Verhältnisse kann man ψ nach folgender Tafel einsetzen:

$\beta_1 + \beta_2 =$	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°	110°
$\psi =$	0,82	0,845	0,865	0,88	0,895	0,905	0,915	0,92

Ist L_2 die freie Schaufellänge, $b_2 = a_2 \cdot \sin\beta_2$ die Kanalbreite am Austritt in mm, γ_s das spezifische Gewicht am Austritt in cbm/kg, G_s die Dampfmenge einer Schaufel in kg/st, so ist

$$G_s = 0{,}0036 \,.\, a_2 \,.\, L_2 \,.\, w_2 \,.\, \sin\beta_2 \,.\, \gamma_s.$$

Bei Gleichdruckturbinen wird L_2 mit Rücksicht auf ungenaue Werkstattausführung oft gröfser als berechnet ausgeführt, um einen Ueberdruck im Spalt zu verhindern.

5. Stopfbüchsen und Druckausgleichkolben. An den Stellen, wo die Welle durch das Gehäuse ins Freie tritt, mufs eine Abdichtung angebracht werden (Kohlenstopfbüchse oder Labyrinthedichtung) (I. Bd. 6. Abschn. Maschinenteile: Stopfbüchsen).

Ist z die Anzahl und f_{sp} der freie Durchgangsquerschnitt der Labyrinthe in qmm, p_v bzw. p_h der Druck vor bzw. hinter der Stopfbüchse, so ist die hindurchfliefsende Dampfmenge in kg/st angenähert

$$G_{sp} = f_{sp} \cdot \frac{\mu \,.\, \xi \,.\, p_v}{2\sqrt{z}}.$$

ξ ist abhängig von $p_h : p_v$ (B. 2. S. 219).

$\mu \sim 0{,}8$ bis $0{,}9$ abhängig von der Form der Labyrinthe.

Für Druckausgleichkolben bei Ueberdruckturbinen (S. 225) gelten dieselben Formeln.

6. Die Leerlaufarbeit des unbeaufschlagten, nicht eingehüllten Laufrades (Radreibung) in PS ist

$$N_r = a_1 \,.\, D_m^2 + a_2 \,.\, D_m \,.\, L^{1,5} \,.\, u^3 \,.\, \gamma \,.\, 10^{-6} \text{ nach Stodola,}$$
$$N_r = \beta \,.\, D_m^4 \,.\, L \,.\, n^3 \,.\, \gamma \,.\, 10^{-10} \text{ nach Forner.}$$

Hierin ist

D_m der Teilkreisdurchmesser der Schaufeln in m,
L die mittlere Schaufellänge in cm,
n die Umlaufzahl in 1 min,
u die Umfangsgeschwindigkeit in m/sk,
γ das spez. Gewicht des Dampfes in kg/cbm,
$a_1 = 1{,}46$, $a_2 = 0{,}83$,

β = 2,4 für einkränzige Räder, 2,8 „ zweikränzige „, 3,8 „ dreikränzige „, 5,8 „ vierkränzige „ — nach Versuchen von Lewicki und der AEG für $L = 1$ bis 10 cm.

Mit zunehmender Gröfse der Beaufschlagung nehmen a und β ab und nähern sich bei voller Beaufschlagung dem Werte 0.*)

*) Stodola IV, S. 126.

C. Einstufige, einkränzige Gleichdruckturbine (De Laval-Turbine).

1. Grundsätzliches. Das gesamte verfügbare Druckgefälle (potentielle Energie) wird in einer oder mehreren Düsen durch Expansion in Geschwindigkeit (kinetische Energie) umgesetzt. Der Dampf verläfst die Düsen mit dem im Turbinengehäuse herrschenden Druck und durchfliefst die Laufschaufeln ohne Druckabnahme, wobei er einen Teil seiner kinetischen Energie an das Laufrad abgibt (Abb. 250, S. 219).

2. Einzelheiten. Fast immer ist p_2 wesentlich kleiner als $\beta \cdot p_1$. Die Turbine erhält deshalb in der Regel Düsen nach B. 1. S. 218. α_2 etwa 14 bis 20⁰. c_1 setzt sich mit der Umfangsgeschwindigkeit u zur relativen Eintrittsgeschwindigkeit w_1 zusammen (Abb. 251). $w_2 = \psi . w_1$ (B. 4, S. 221). w_2 setzt sich mit u zusammen zur absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_2. Der Wirkungsgrad am Radumfang η_u, d. i. das Verhältnis der an die Schaufeln abgegebenen zur verfügbaren Energie $h' : A$, ist

$$\eta_u = \frac{c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2}{c'^2} = \frac{2 . u}{c'^2}(c_{1u} \pm c_{2u}),$$

wobei c_{2u} negativ einzusetzen ist, wenn es links von der Y-Achse (Abb. 251) liegt. Zweckmäfsig ist zeichnerische Auftragung von η_u abhängig von $u : c'$ oder $c' : u$. Günstigster Wert für η_u bei $c' : u$ etwa 2 bis 2,5.

Abb. 252.

Abb. 251.

Arbeitet die Turbine mit Ueberdruck im Gehäuse, so tritt Dampf durch die Stopfbüchsen ins Freie; arbeitet die Turbine mit Vakuum im Gehäuse, so mufs zur Verhinderung des Eindringens von Luft den Stopfbüchsen Frischdampf (Sperrdampf), der auf atmosphärischen Druck abgedrosselt ist, zugeführt werden (B. 5 S. 221).

3. Rechnungsgang (Beispiel). De Laval-Turbine von 20 PSe, $n = 20000$ bei 7 at abs., trocken gesättigtem Dampf und Auspuff (Barometerstand 760 mm), Dampfverbrauch geschätzt zu 20 kg/PSe.st bei Normallast = 400 kg/st; hierbei werde der Dampf von $p_0 = 7$ auf $p_1 = 6$ at abs. vor den Düsen gedrosselt. Anfangszustand des Dampfes vor der Turbine im JS-Diagramm (Abb. 252) = Schnittpunkt A der Kurve für 7 at abs. mit der Grenzkurve; $i_0 = 662{,}0$ WE/kg. Dampfzustand vor den Düsen = Schnittpunkt B der durch A gelegten (zur Abszissenachse parallelen) Drosselkurve mit der Kurve für 6 at abs.; $i_1 = i_0 = 662{,}0$ WE/kg. Endzustand des Dampfes bei adiabatischer, verlustfreier Expansion = Schnittpunkt C der durch B gelegten (zur Ordinatenachse parallelen) Adiabate mit der Kurve für $p_2 = 1{,}033$ at abs.; $i_2' = 590{,}2$ WE/kg. Adiabatisches Wärmegefälle $h' = i_1 - i_2' = 71{,}8$ WE/kg. Dampftemperatur t_1 vor den

Düsen = 161° aus der Lage von B zwischen den im JS-Diagramm eingetragenen Kurven gleicher Temperatur zu entnehmen; Sättigungstemperatur von 6 at abs. 158° C; Ueberhitzung vor den Düsen demnach 3° C. $G_m : F_m = 3{,}11$ kg/st/qmm bei trocken gesättigtem Dampf von 6 at abs., also = 3,10 kg/st/qmm = 861 kg/sk/qm bei 3° Ueberhitzung (nach B. I S. 218). Erforderlicher Düsenquerschnitt für 400 kg/st 400 : 3,1 = 129 qmm; gewählt werden 3 Düsen je 43 qmm; engster Querschnitt rd. mit $d_m = 7{,}4$ mm. Strömungsverluste $z_e = z_0 + z_1 + z_2$ werden vorläufig zu $0{,}08 \cdot h' = 5{,}75$ WE/kg geschätzt; dann $i_e = 595{,}95$ WE/kg (Punkt E); die zugehörige spezifische Dampfmenge x_e aus der Lage des Punktes E zu 0,919 aus der JS-Tafel zu entnehmen. Spezifisches Volumen von 1,033 at abs. bei $x = 1$, $v'' = 1{,}67$; $v_e = 1{,}67 \cdot 0{,}919 = 1{,}535$; $F_2 : F_m = 1{,}78$ (S. 220).

$F_2 = 43 \cdot 1{,}78 = 76{,}5$ qmm Querschnitt quadratisch = 8,6 . 8,8 mit 1 mm Abrundungshalbm., $l_1 = 15$, $l_2 = 5{,}5$, $l_3 = 12$, $l_4 = 9$ mm (Abb. 249, S. 219) angenommen.

$$k = \frac{\sqrt{F_2} - \sqrt{F_m}}{l_1} = 0{,}146.$$

$\zeta = 0{,}015$ bei mittlerer Rauhigkeit angenommen; $\alpha_2 = 20^0$ gewählt, $z_0 = 0$; $z_1 = \dfrac{0{,}015 \cdot 0{,}78}{0{,}146 \cdot \sqrt{1{,}78}} \cdot h' = 0{,}06\, h'$; $z_2 = \dfrac{2 \cdot 0{,}015 \cdot 5{,}5}{\sqrt{76{,}5}} \cdot h' = 0{,}019\, h'$. Demnach $z_e = z_0 + z_1 + z_2$ $\sim 0{,}08\, h' = 5{,}75$ WE/kg, wie oben geschätzt. $z_3 = \dfrac{0{,}015}{\operatorname{tg} 20^0} \cdot h' = 0{,}04\, h'$; $z_4 = \dfrac{0{,}04 \cdot 9}{12} \cdot h'$ $= 0{,}03\, h'$; $\Sigma z = 0{,}15\, h' = 10{,}75$ WE/kg. Hieraus $\varphi = \sqrt{1 - 0{,}15} = 0{,}92$; $c' = 91{,}53 \cdot \sqrt{h'}$ $= 776$; $c_1 = 0{,}92 \cdot 776 = 713$ m/sk. $D_m = 0{,}2$ m gewählt; $u = 209$ m/sk; bei stofsfreiem Eintritt ergibt sich $\beta_1 = 28^0$; $\beta_2 = \beta_1$ gewählt, hierbei $\psi = 0{,}84$. Aus dem Geschwindigkeitsplan (Abb. 251, S. 222) findet man $w_1 = 521$; $w_2 = 0{,}84 \cdot 521 = 437$ m/sk; η_u $= \dfrac{2 \cdot 209}{776^2}(670 + 180) = 0{,}590$.

Theoretische Leistung $N_o = \dfrac{400\, h'}{632} = 45{,}4$ PS;

Leistung am Radumfang $N_u = 0{,}590 \cdot 45{,}4 = 26{,}8$ PS.

Schaufellänge $L = 1{,}4$ cm und spezifisches Gewicht des Abdampfes $\gamma_a = 0{,}617$ kg/cbm vorläufig geschätzt. Radreibung $N_r = 2{,}7$ PS (Formel von Forner, S. 221).

Leistung an der Radnabe $N_n = N_u - N_r = 24{,}1$ PS;

Wirkungsgrad „ „ $\eta_n = 24{,}1 : 45{,}4 = 0{,}530$.

Die Energieverluste, die sich im Auspuffdampf als Wärme wiederfinden, betragen $z_v = h'(1 - 0{,}530) = 33{,}7$ WE/kg.

$i_2 = i_2' + z_v = 623{,}9$ WE/kg (Punkt K, Abb. 4). Dem entspricht nach der JS-Tafel eine spezifische Dampfmenge $x_2 = 0{,}970$. Spezifisches Gewicht bei $x = 1$; $\gamma'' = 0{,}599$; $\gamma_2 = 0{,}599 : 0{,}970 = 0{,}617$ kg/cbm, wie oben geschätzt. Dampfmenge einer Düse 133,3 kg/st; Dampfmenge einer Schaufel $G_s = \dfrac{133{,}3 \cdot t_s \cdot \sin \alpha_2}{8{,}8} = 5{,}21\, t_s$. Energieverluste bis zum Ende der Schaufel $z_s = \dfrac{c'^2 - c_1^2 + w_1^2 - w_2^2}{8378} = 20{,}5$ WE/kg. Wärmeinhalt am Ende der Schaufel $i_s = i_2' + 20{,}5 = 610{,}7$ WE/kg; zugehöriges $x_s = 0{,}946$ und $\gamma_s = 0{,}599 : 0{,}90$ $= 0{,}630$.

$$L_2 = \frac{G_s}{0{,}0036 \cdot a_2 \cdot w_2 \cdot \gamma_s \cdot \sin \beta_2} = 1{,}107 \cdot \frac{t_s}{a_2}.$$

$t_s : a_2$ werde zu 1,2 angenommen, dann ist die erforderliche Schaufellänge $L_2 > 13{,}3$ mm. Unter Berücksichtigung von Ungenauigkeiten in der Herstellung werde $L_2 = L_1 = 1{,}4$ cm gewählt, wie oben angenommen war. Leerlauf (Lagerreibung usw.) = 4,1 PS geschätzt:

effektive Leistung $N_e = 24{,}1 - 4{,}1 = 20$ PSe,

effektiver Dampfverbrauch $D_e = 400 : 20 = 20$ kg/PSe . st.

Bezogen auf den Zustand vor der Turbine ist das adiabatische Gefälle $H' = 78{,}0$ WE/kg (Linie AM, Abb. 252, S. 222):

theoretischer Dampfverbrauch $D_0 = 632 : 78 = 8{,}10$ kg/PSe . st.

thermodynamischer Wirkungsgrad $\eta_e = 8{,}10 : 20 = 0{,}405$.

D. Einstufige Gleichdruckturbine mit Geschwindigkeitsstufen (Curtis-Turbine).

1. Grundsätzliches. Da man in der Regel aus praktischen Gründen u nicht so grofs wählen kann, dafs η_u seinen Höchstwert erreicht, wird der Dampf das Laufrad noch mit einer beträchtlichen Auslafsgeschwindigkeit c_2 verlassen, deren Umfangskomponente entgegengesetzt zu u gerichtet. Ist diese erheblich gröfser als u, so kann sie noch zum Teil dadurch ausgenutzt werden, dafs ihre Richtung mittels feststehender Leitschaufeln umgekehrt und auf einen zweiten Schaufelkranz desselben Laufrades geleitet wird (Abb. 253). Ist dessen Auslafsgeschwindigkeit auch dann noch erheblich gröfser als u, so kann auch sie wieder umgekehrt und auf einen dritten Lauf geleitet werden usw.

Abb. 253.

2. Einzelheiten. Berechnung der Düsen wie unter B. Häufig wird die Düsenerweiterung für einen höheren Gegendruck berechnet, als im Gehäuse herrscht.*) Düsenwinkel meistens 20°. Schaufelwinkel ausgeführter zweikränziger Laufräder (Abb. 253). Geschwindigkeitsplan für ersten Laufkranz wie Abb. 251 S. 222; ebenso für den zweiten Laufkranz, jedoch ist hierin an Stelle von c_1 die Ausflufsgeschwindigkeit aus der Umkehrschaufel einzusetzen. Berechnung der Schaufellängen (S. 221). Der günstigste Wirkungsgrad am Radumfang η_u mehrkränziger Räder ist im allgemeinen niedriger als bei einkränzigen Rädern. Bei mittleren Verhältnissen in bezug auf Dampfzustand und Größe sind folgende Werte von η_u erreichbar:**)

$c' : u$	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	10,0
2 Kränze . . . $\eta_u =$	0,68	0,66	0,64	0,61	0,585	0,560	0,535		
3 Kränze . . . $\eta_u =$					0,605	0,595	0,580	0,545	0,485

E. Mehrstufige Gleichdruckturbine.

1. Grundsätzliches. Das Druckgefälle wird in 2 oder mehrere Stufen zerlegt, von denen jede wie unter C. oder D. wirkt.

2. Einzelheiten. Entweder alle Stufen ohne Geschwindigkeitsstufen oder alle mit Geschwindigkeitsstufen oder die Hochdruckstufe mit, die Niederdruckstufen ohne Geschwindigkeitsstufen (kombinierte Turbine).

Die Auslafsgeschwindigkeit einer Stufe kann bei gleichem oder nur wenig verschiedenem Beaufschlagungsgrad in der nächsten Stufe ganz oder teilweise ausgenutzt werden. In diesem Falle ist zu dem durch die Expansion in einer Stufe frei werdenden Wärmegefälle h' noch der Wärmewert der Auslafsgeschwindigkeit der vorigen Stufe $h_0 = c_2^2 : 8378$

*) Stodola IV S. 171.
**) Wagner, Der Wirkungsgrad von Dampfturbinenbeschauflungen. Springer 1913.

ganz oder teilweise hinzuzufügen. Aufsen- und Zwischenstopfbüchsen wie unter B. Der bei Ueberdruck in der ersten Kammer aus der vorderen Stopfbüchse ins Freie entweichende Dampf kann der hinteren Stopfbüchse oder einer Stufe der Turbine, in der der Druck stets < 1 at abs. ist, zugeführt werden.

3. **Rechnungsgang.** Gegeben in der Regel Dampfverhältnisse, Leistung und Umlaufzahl. Verlangt Wirkungsgrad.

Wahl der Düsenkreisdurchmesser mit Rücksicht auf zulässige Umfangsgeschwindigkeit der Radscheiben (bis zu 300 m/sk möglich). Im HD-Teil bei voller Beaufschlagung und kleiner Dampfmenge Umfangsgeschwindigkeit durch zulässige Schaufellänge begrenzt. ND-Räder können für hohes Vakuum zwecks Vermeidung zu langer Schaufeln parallel geschaltet werden. Zwecks Vermeidung hoher Gehäusebeanspruchungen, grofser Stoffbüchsen- und Radreibungsverluste durch hohen Dampfdruck in den ersten Stufen kann die erste Stufe mit Curtisrad ausgeführt werden (Stufendruck 1,5 bis 5 at abs.). Für einkränzige Räder brauchbare Werte von $c' : u = 2$ bis 3. (Der höchste erreichbare Wirkungsgrad liegt bei $c' : u < 2$, ergibt aber zu hohe Stufenzahlen.) Aus der Wahl von u und $c' : u$ sowie dem verfügbaren Gefälle folgt die Stufenzahl und mit Hülfe von c durch Einzelberechnung der Stufen wie unter C. oder D. die Druckverteilung und der Querschnittsverlauf.

F. Ueberdruckturbine.

1. **Grundsätzliches.** Das verfügbare Gefälle H' wird in viele Einzelgefälle h unterteilt. Hiervon wird ein Teil h' in den feststehenden Leitschaufeln, der Rest $h'' = h - h'$ in den Laufschaufeln der Stufe in Geschwindigkeit umgesetzt. Die möglichst vollkommene Ueberleitung der Auslafsgeschwindigkeit jeder Stufe in die folgende ist Bedingung für günstigen Wirkungsgrad. Das Verhältnis $\varrho = h'' : h$ wird Reaktionsgrad oder Ueberdruckverhältnis genannt. ϱ kann jeden Wert zwischen 0 und 1 annehmen. Am gebräuchlichsten sind Turbinen mit $\varrho \sim 0{,}5$ (Parsonsturbine), d. h. solche, bei denen aus Herstellungsrücksichten Leit- und Laufschaufeln jeder Stufe aus gleichen Profilstäben angefertigt werden.

Für einstufige Turbinen kommt Ueberdruckbeschauflung nicht in Betracht, weil sie mit zunehmendem ϱ höhere Umfangsgeschwindigkeiten verlangt als Freistrahlbeschauflung, niedrigeren Wirkungsgrad und grofse Spaltverluste ergeben würde. Aufserdem würde ein starker Achsialschub zwischen Gehäuse und Welle entstehen infolge des auf dem Laufrad lastenden Dampfdruckunterschiedes. In der vielstufigen Ausführung verschwindet die Abhängigkeit der günstigsten Umfangsgeschwindigkeit von ϱ mit zunehmender Stufenzahl mehr und mehr. Für das wirtschaftlich ausführbare Anwendungsgebiet ergeben sich bei gleichen Stufenzahlen annähernd gleiche Wirkungsgrade für jedes ϱ.

2. **Vielstufige Ueberdruckturbine. Einzelheiten.** Wegen des Ueberdrucks in Leit- und Laufschaufeln ist nur volle Beaufschlagung anwendbar, weil sonst aufser den Radialspaltverlusten unzulässig hohe Verluste in den Achsialspalten eintreten.

Anordnung der Laufschaufeln auf zylindrischen, abgestuften oder kegeligen Hohlzylindern ist allgemein gebräuchlich. Die Zylinder müssen mit mindestens einer dampfdichten Scheibe verschlossen sein. Der auf ihnen lastende Druckunterschied wird entweder durch vom Dampfdruck entgegengesetzt belastete, auf die Welle gesetzte Ausgleichkolben durch kleine Spalten (Labyrinthdichtungen) gegenüber dem Gehäuse abgedichtet oder durch achsiale Umkehrung einzelner Trommelteile

nahezu ausgeglichen, so dafs das Drucklager nur einen geringen verbleibenden Druckunterschied aufzunehmen hat.

3. Leitsätze für Entwurf und Berechnung. Berechnung der Strömungsquerschnitte meist nach groben Näherungsverfahren durch gruppenweise Ueberschlagsrechnung. Genauestes Verfahren: Einzelberechnung der aufeinander folgenden Stufen. Diese Rechnung ist zeitraubend, aber für große Turbinen mit Rücksicht auf den Wert des Gegenstandes angebracht. Die günstigste Turbine verlangt für alle Stufen annähernd gleiches $c:u$ innerhalb der Grenzen 1,2 bis 2 bzw. umgekehrt ausgedrückt $u:c = 0{,}833$ bis 0,5, wo c der ideale Geschwindigkeitswert des Zusatzgefälles h für die Stufe. Diese Forderung ist selten erfüllbar, weil sich mit Rücksicht auf wirtschaftliche Herstellungskosten meist zu grofse Stufenzahl ergibt und weil stets ein Ausgleich zwischen den Forderungen der Thermodynamik, den zulässigen Stoffbeanspruchungen, den Rücksichten auf zweckmäfsige Werkstattarbeit und auf Betriebssicherheit gebildet werden mufs.

Abb. 255.

Abb. 256.

Abb. 254.

Die Stoffbeanspruchungen begrenzen die zulässige Umfangsgeschwindigkeit, weil Trommeln als freitragende Ringe, durch die nach $k_z = \frac{\gamma}{10\,g}\,u^2$ wachsende Zentrifugalbeanspruchung, bei $u >$ 100 m/sk wegen der zusätzlichen Belastung durch die Zentrifugalkraft der Schaufeln bald die zulässige Beanspruchungsgrenze erreichen.

Mit Rücksicht auf die begrenzte Genauigkeit der Ausführung, auf Wärmedehnungsunterschiede und Betriebssicherheit, müssen für Achsial- und Radialspalten der Schaufeln bestimmte Mafse eingehalten werden, die aus den auf Grund wirklicher Ausführungen aufgestellten Kurven (Abb. 254 bis 256) hervorgehen. Die Achsialspalten haben innerhalb der angegebenen Grenzen auf den Wirkungsgrad geringen, auf die Baukosten der Turbine dagegen gröfseren Einflufs, die Radialspalten nur auf den Wirkungsgrad. Für die Bemessung der Achsialspalten mufs aufser der durch Abb. 254 angedeuteten Abhängigkeit von Schaufellänge

und Schaufelkreisdurchmesser noch Rücksicht auf die Entfernung der Stufen vom Drucklager genommen werden. Der Radialspaltverlust ist annähernd gegeben durch das Verhältnis $\sigma = \frac{F_{sp}}{F_s + F_{sp}}$, wo F_s den kleinsten Durchflufsquerschnitt eines Schaufelringes, quer zur Strömungsrichtung gemessen, und F_{sp} den zugehörigen Spaltquerschnitt, in der Drehebene gemessen, bedeutet. $\sigma = 0{,}15$ kann als gröfster zulässiger Wert gelten. Dadurch werden im Hochdruckteil der Schaufellänge und dem Schaufelkreisdurchmesser vielfach Grenzen gezogen. Zur Vereinfachung der Herstellung legt man von vornherein eine geordnete Reihe der Schaufelquerschnitte fest und wählt für den Einzelfall die passendsten aus. Kleinster brauchbarer Austrittswinkel etwa 17° ($\operatorname{tg} \alpha_2 = 0{,}3$), gröfster etwa 45° ($\operatorname{tg} \alpha_2 = 1$). Drei weitere Querschnittsformen zwischen diesen beiden sind ausreichend (Abb. 257). Streng genommen ändert sich die Eintrittsrichtung in Leit- und Laufschaufeln fast in jeder Stufe. Dies wird meist vernachlässigt und die Schaufeleintrittskrümmung mittleren Verhältnissen angepafst.

Abb. 257.

Kleinste verwendbare achsiale Schaufelbreite etwa 10 mm. Die Schaufelbreite soll 0,08 l (l = freie Schaufellänge) nicht unterschreiten. Schaufelbreiten zweckmäfsig von 5 zu 5 mm wachsend. Danach für die einzelnen Schaufelbreiten brauchbare Längen (Abb. 258) Gegenseitige Versteifung der Schaufeln durch Metallbänder oder verlötete Drähte durch Wahl starker Profile möglichst zu vermeiden.

Abb. 258.

Die günstigste Turbine würde erreicht durch gleichgrofses Zusatzgefälle in allen Stufen und fortgesetzte Querschnittszunahme proportional der entsprechenden v-Kurve. Da v bei voller Gefälleausnutzung von 15 bis 0,05 at abs. auf etwa das 150fache seines Anfangswertes wächst, ist das nicht möglich. Man mufs den Hochdruckteil (auch wegen der Spaltverluste) mit kleinem Stufengefälle und kleinen Schaufelaustrittswinkeln entwerfen und beide nach dem Niederdruckteil hin zunehmen lassen. Damit nimmt die Austrittsenergie $L_2 = \frac{c_2^2}{2g}$ grundsätzlich von Stufe zu Stufe zu.

Die gebräuchlichste thermodynamische Stufenberechnung, die von der Voraussetzung kongruenter Ein- und Austrittsdreiecke und $\alpha_2 = \beta_2$ ausgeht (Abb. 259), ist eine Annäherung, deren Fehler nach dem Niederdruckgebiet hin wegen des Verhaltens von v wachsen. Die Erledigung der Stufengruppen gleicher Schaufeln durch einen geschätzten mittleren

Geschwindigkeitsplan vermehrt die Unsicherheit der Rechnung. Es ist nach Abb. 259 unter der weiteren vereinfachenden Voraussetzung, dafs die einkommende Geschwindigkeit c_0 in die Leitschaufel gleich der Austrittsgeschwindigkeit c_2 aus der Laufschaufel ist, das verfügbare oder Zusatzgefälle der Stufe $h = \frac{A}{g}[c'^2 - w_1^2] = \frac{A}{g}[w'^2 - c_2^2]$,

die verfügbare Arbeit

$$L = \frac{1}{g}[c'^2 - w_1^2],$$

die nutzbare Arbeit am mittleren Schaufelkreisdurchmesser

$$L_u = \frac{1}{g} u [c_{1u} \pm c_{2u}],$$

Wirkungsgrad am mittleren Schaufelkreisdurchmesser

Abb. 259.

$$\eta_u = \frac{u}{c'^2 - w_1^2}[c_{1u} \pm c_{2u}],$$

c_{2u} positiv, wenn es rechts, und negativ, wenn es links der Y-Achse liegt.

Will man die Rechnung den tatsächlichen Verhältnissen besser anpassen, dann ist Einzelstufenberechnung und -bestimmung von ϱ für jede Stufe erforderlich. Es ergibt sich, wenn c_0 die in die Leitschaufel einkommende Geschwindigkeit ist, für jedes ϱ gültig:

$$h = \frac{A}{2g}[c'^2 - c_0^2 + w'^2 - w_1^2],$$

$$L = \frac{1}{2g}[c'^2 - c_0^2 + w'^2 - w_1^2],$$

$$L_u = \frac{1}{2g}[c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2] = \frac{1}{g} u [c_{1u} \pm c_{2u}],$$

$$\eta_u = \frac{c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2}{c'^2 - c_0^2 + w'^2 - w_1^2} = \frac{2u}{c^2}[c_{1u} \pm c_{2u}].$$

Für $\varrho = 0$, d. h. für die mehrstufige Gleichdruckturbine wird $w' = w_1$ also

$$\eta_u = \frac{c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2}{c'^2 - c_0^2}.$$

Die Verlustkoeffizienten φ, welche die Gröfse $c_1 = \varphi . c'$ und die Koeffizienten ψ, welche die Gröfse $w_2 = \psi . w'$ bestimmen, werden zweckmäfsig in Abhängigkeit vom Schaufelöffnungswinkel $\alpha_1 + \alpha_2$ bzw. $\beta_1 + \beta_2$ (nach Geschwindigkeitsdreiecken) oder vom Dampfumlenkungswinkel $180^0 - (\alpha_1 + \alpha_2)$ für φ und $180^0 - (\beta_1 + \beta_2)$ für ψ aufgestellt.*)

Für . . . $\alpha_1 + \alpha_2 =$	180^0	160	140	120	100	80	70	60	50	40
„ $180^0 - (\alpha_1 + \alpha_2 =$	0^0	20	40	60	80	100	110	120	130	140
ist φ bzw. $\psi =$	0,95	0,948	0,943	0,937	0,927	0,912	0,902	0,89	0,875	0,855

4. Rechnungsgang. Gegeben der Anfangsdampfzustand durch p_1 und t_1 oder x_1 und der Enddruck im Abdampfstutzen p_a. Es wird mit Hülfe des zu schätzenden

*) Wagner, Der Wirkungsgrad von Dampfturbinenbeschauflungen.

Wirkungsgrades am Radumfang, der zwischen 50 und 80% liegen kann, die spezifische Dampfmenge zu p_a vorläufig ermittelt. Düsenkreisdurchmesser und freie Schaufellänge l der letzten Schaufelreihe sind nach F. 3 festzulegen. Unter Benutzung des verfügbaren Schaufelprofils mit gröfstem $\sphericalangle \alpha_2 = \beta_2$ werden die Geschwindigkeitsdreiecke der letzten Stufe entworfen, woraus sich mit $c_0 < c_2$ das erforderliche Zusatzgefälle h_n der letzten Stufe ergibt. Mit dem Profil vom kleinsten $\sphericalangle \alpha_2 = \beta_2$ mit angenommenem Schaufelkreisdurchmesser und gewählter Schaufellänge ergibt sich, wieder mit Rücksicht auf die einkommende Geschwindigkeit c_0, das Zusatzgefälle der ersten Stufe h_1. Zum adiabatischen Gefälle zwischen p_1 und p_a ist für Nachverdampfung ein Zuschlag von 1 bis 3% zu machen. Aus $i_1 - i_a' = H'$ ergibt sich mit $\Sigma h = H' + (1 \text{ bis } 3\%)$ vorläufig die Summe der Stufenzusatzgefälle und aus $\frac{2 \Sigma h}{h_1 + h_a}$ die Stufenzahl. Ueber der Stufenzahl kann man entweder den Querschnittsverlauf $F_s + F_{sp}$ (möglichst in Proportion mit der mutmafslichen v-Kurve) festlegen, oder man nimmt eine vorläufige Integralkurve des Gefällverlaufes an und berechnet die erforderlichen Querschnitte. Will man die Schaufeln in zylindrischen Gruppen abstufen, dann müssen die Stufenzahlen für jede Gruppe zwecks Anpassens der Querschnitte an die v-Kurve nach dem Abdampfende hin abnehmen. Mit Hülfe des Querschnitts- oder Gefälleverlaufes läfst sich der Verlauf von Σh, p und v bzw. von p, v und $F_s + F_{sp}$ und gruppen- oder stufenweise der Wirkungsgrad am Radumfang und der Spaltverlust berechnen. Wird die Ueberschlagsrechnung nicht für ausreichend befunden, dann ist an Hand dieser eine genauere, am besten stufenweise Berechnung vorzunehmen.

II. Dampfturbinenbauarten.

Von den älteren Formen der Dampfturbinen, die eine der im vorstehenden behandelten Arbeitsweisen zum erstenmal zur Ausführung gebracht hatten, haben sich nur einzelne unter Beibehaltung grundsätzlicher Eigenschaften so erhalten, dafs ihr Name heute noch eine gebräuchliche Bauart kennzeichnet, so z. B. die Lavalturbine (C. S. 221), das Curtisrad (D. S. 223), die Zoellyturbine (E. S. 224). Andere werden nur in bestimmten Fällen noch in der ursprünglichen Art verwendet, z. B. die Parsonsturbine (F. S. 225). Die Mehrzahl der übrigen neueren Dampfturbinen benutzt die zuerst durch die AEG ausgeführte und bekanntgemachte gemischte oder „kombinierte" Bauart mit einem Curtisrad als Hochdruckteil und einem Niederdruckteil aus einkränzigen Rädern in Druckstufen oder mit Ueberdruckverschaufelung nach Parsons (F. S. 225) auf Trommeln (seltener in radialer Anordnung), wobei sich die einzelnen Bauarten hauptsächlich durch mitunter wertvolle Einzelheiten der Ausführung unterscheiden.

Die Bezeichnung „gemischte Bauart" sollte nicht auf die Verwendung des Curtisrades im Hochdruckteil beschränkt werden. Abgesehen von Ausführungen der ursprünglichen Melms-Pfenninger-Turbine mit Gleichdruckverschaufelung des Hochdruckteiles in Trommelanordnung sind Kombinationen mit einkränzigen Gleichdruckrädern als Hochdruckteil unter Ausnutzung der augenblicklich viel erörterten Ueberschallgeschwindigkeit zu erwarten, die ebenfalls als „gemischte Bauart" anzusehen wären.

Die gebräuchlichen Dampfturbinen verwenden weitaus überwiegend achsiale Anordnung, radiale kommt nur vereinzelt vor. Gleichdruckverschaufelung wird fast ausnahmslos auf Scheibenrädern angebracht, wobei der gröfseren Umfangsgeschwindigkeit wegen fast allgemein kräftige gefräste, bei gröfserer Länge nach aufsen in der Stärke abnehmende Schaufeln angewendet werden. Ueberdruckverschaufelung benutzt Trommeln und gezogene Schaufeln nach Parsons mit verbesserter Befestigung. Bei kombinierten Turbinen liegen sorgfältig durchdachte Verbindungen zwischen Trommel, Scheibenrad und

Welle sowie wertvolle Einzelheiten bezüglich der Entlastung (Ausgleichkolben) vor, auf die bei der Besprechung einzelner Bauarten hingewiesen wird.

a) Einstufige Scheibenradturbine (Lavalturbine).

Das einkränzige Gleichdruckrad hat teilweise Beaufschlagung durch eine oder mehrere sich erweiternde Düsen. Die Umdrehungszahl ist sehr hoch (bei 1,5 bis 300 PS von 32 000 bis 10 400 i. d. Min.) und wird durch ein Zahnrädervorgelege mit Pfeilzähnen, kleiner Teilung

Abb. 260. Abb. 261. Abb. 262. Abb. 263.

und großer Breite auf 4000 bis 1000 Umdrehungen verringert. Nach den

Angaben über

		PSe	1,5	3	5	7
Raumbedarf	Länge in mm		427 —	647 —	658 —	688 693
	Breite in mm		260 —	380 —	380 —	380 540
	Höhe in mm		360 —	487 —	497 —	507 565
Nettogewicht in kg			60 —	140 —	155 —	180 300
Raddurchmesser in mm			80	100	100	100
Umdrehungszahl	des Rades		32 000	30 000	30 000	30 000
	der Vorgelegewelle		4 000 —	3 000 —	3 000 —	3 000 1 500
Dampfverbrauch in kg/PSe	bei Auspuff		—	24,4	23,5	22,7
	bei 92% Vakuum . .		—	—	—	—

neuen Listen werden sämtliche Gröſsen bis 300 PS mit nur einer Vorgelegewelle geliefert; hierbei befindet sich von 50 PS aufwärts zwischen den Hälften der Pfeilräder eine Lagerung nach Abb. 260; das freie Ende der Vorgelegewelle trägt eine Kupplungshälfte oder eine Riemenscheibe. Turbinen von 20 bis 45 PS erhalten für Riementrieb ein Auſsenlager. Die ältere zweiachsige Ausführung des Vorgeleges wird für Turbinen von 50 bis 450 PS im Bedarfsfalle ebenfalls geliefert.

Im übrigen sind die bekannten Einzelheiten, mit denen Laval s. Z. bahnbrechend aufgetreten ist, beibehalten: das Laufrad, als Scheibe gleicher Festigkeit aus Nickelstahl hergestellt, die gefrästen Schaufeln, deren Auſsenrand einen geschlossenen Ring bildet, und ihre Befestigung nach Abb. 261, die biegsame Welle, 5 mm, bis, bei 300 PS, 35 mm stark, bei Rädern über 100 PS mit Flanschen beiderseits angeschraubt, um Durchbohrung der Scheibe zu vermeiden u. a. Die Turbine erhält von Hand absperrbare Düsen oder Düsengruppen nach Abb. 262 u. 263; wenn sie mit Auspuff und Kondensation besten Verbrauch zu halten hat, werden zweierlei Düsen ausgeführt. Die Regelung geschieht mittels eines kleinen, äuſserst empfindlichen Reglers Lavalscher Bauart, der auf der Vorgelegewelle sitzt und ein Drosselventil betätigt. Bei Kondensation öffnet derselbe im Leerlauf ein Luftventilchen zur Verschlechterung der Luftleere, um Ueberschreitung der normalen Umdrehungszahl zu verhüten (bei Anschluſs an eine anderweitig benutzte Kondensationsanlage wird ein Regelventil im Auspuffrohr angebracht).

Die folgende Zahlentafel enthält Angaben über Raumbedarf und Gewicht der Lavalturbinen, Durchmesser und Umdrehungszahlen der

Lavalturbinen.

10	15	20	30	50	75	100	150	225	300
798	844	923	1 003	1 210	1 446	1 896	2 185	2 782	3 005
—	913	—	1 072	1 285	—	—	—	—	—
480	480	650	650	780	1 095	1 287	1 360	1 728	1 880
—	750	—	1 003	1 180	—	—	—	—	—
560	570	665	680	902	1 010	1 282	1 282	1 308	1 407
—	690	—	870	1 024	—	—	—	—	—
280	310	500	560	1 125	1 800	2 800	3 600	5 000	7 000
—	500	—	1 000	1 900	—	—	—	—	—
150	150	225	225	225	300	500	500	606	746
24 000	24 000	20 000	20 000	16 400	16 600	13 000	13 000	11 000	10 400
2 400	2 400	2 000	2 000	1 500	1 500	1 000	1 000	1 000	1 000
—	1 200	—	1 000	800	—	—	—	—	—
22,7	21,3	19,8	18,0	16,8	—	—	—	—	—
13,0	12,8	10,8	10,5	10,2	9,4	8,2	8,0	7,7	7,2

Räder, den garantierten Verbrauch bei 10 at und gesättigtem Dampf für die an der Vorgelegewelle abgegebene PSe, jedoch ohne Rücksicht auf den Bedarf für Kondensationsarbeit.

Bei Ueberhitzung vermindert sich der garantierte Verbrauch um etwa 8% für je 50°.

Die Verbrauchszahlen sind in Anbetracht der Einfachheit des Systems anerkennenswert günstig; der Wert $c' : u$ liegt bei den Werten der Zahlentafel für Auspuff zwischen 5,2 und 4.2, bei Kondensation zwischen 5,9 und 2,7, der thermodynamische Wirkungsgrad in denselben Grenzen zwischen rund 0,275 und 0,400, bei Kondensation zwischen 0,300 und 0,500, bezogen auf die Leistung an der Vorgelegewelle bei trockenem Dampf.

b) Mehrstufige Scheibenturbinen ohne Geschwindigkeitsstufen.

Druckturbinen mit dieser Arbeitsweise wurden von Rateau und Zoelly eingeführt. Die letztere Bauart darf als die führende bezeichnet werden, nachdem ihre Grundsätze, kräftige Scheiben und Schaufeln behufs Ermöglichung gröfserer Umfangsgeschwindigkeiten und kleinerer Stufenzahl, durchgedrungen sind.

Abb. 264.

Die einkränzigen Räder werden durch Scheidewände getrennt (jetzt stets), in gemeinsamem, wagerecht geteiltem Gehäuse angeordnet und durch Leitapparate beaufschlagt. Die Dampfgeschwindigkeit nähert sich der Schallgeschwindigkeit oder reicht stellenweise etwas über dieselbe. Die ersten sog. Hochdruckräder erhalten teilweise Beaufschlagung, die folgenden möglichst, die Niederdruckräder stets volle Beaufschlagung. Die Raddurchmesser betragen im Mittel bei 3000 Umdrehungen wenigstens 900 mm, bei grofsen Einheiten bis 1500 mm, bei niedrigeren Umdrehungszahlen z. B. 750 bis 2500 mm. Die Stufenzahl beträgt bei 3000 Umdr./Min. 7 bis 8, bei 1500 Umdr./Min. 12, bei 1000 Umdr./Min. 16, letztere mit Leistungen bis 30 000 PS. Die Leistungen, die noch mit 3000 Umdr./Min. zugelassen werden, sind in stetiger Zunahme begriffen, anderseits wird auch weitere Verminderung der Stufenzahl angestrebt. Abb. 264 zeigt eine normale Ausführung

von Escher, Wyss & Cie., Abb. 265 eine neueste für 7500 KW bei 3000 Umdrehungen der Maschinenfabrik Nürnberg (MAN).

Die Schaufeln sind aus Nickelstahl mit nach aufsen abnehmendem Querschnitt gefräst. Die Befestigung erfolgt unter Zwischenlage von Pafsstücken durch Einlegen in einen umlaufenden Nut der Scheibe nach Abb. 266, der Ausschnitt, durch den sie eingebracht werden, wird durch ein Verschlufsstück ausgefüllt. Der äufser Umfang wird durch Bandstücke, die mit den Schaufelenden vernietet werden, geschlossen.

Abb. 265.

Die Leitkanäle werden durch Stahlblechschaufeln gebildet, die in die Gufsform eingelegt werden; sie stehen etwas nach innen geneigt, damit der Kehlkreis des Hyperboloides, das durch die windschief zur Rotationsachse austretenden Dampfstrahlen gebildet wird, in die Ebene des Laufrades zu liegen kommt. Die Kanäle werden sauber bearbeitet. Die zweiteiligen Leitradscheiben (Zwischenböden) umschliefsen die Laufradnaben mit etwas Spiel und sind durch Kupferlabyrinthe, bei gröfseren Druckunterschieden durch Kohlenringe abgedichtet. Die Laufradnaben sitzen nicht unmittelbar auf der Welle, sondern auf besonderen Ringen (Abb. 264 u. 265). Die Abdichtung der Welle erfolgt durch Kohlenringe.

Abb. 266.

Die **Regelung** (3% Umlaufzahlzunahme bei voller Belastung und Entlastung) erfolgt durch ein Drosselventil, welches durch den Kolben eines mit Prefsöl arbeitenden Zylinders verstellt wird. Der Steuerschieber dieses Zylinders wird vom Regler verstellt und durch den Kolben wieder in die Mittellage bei einer der Reglerbewegung entsprechenden Verstellung des Drosselventils zurückgeführt. Durch ein Umlaufventil oder durch absperrbare Leitschaufelgruppen kann die Turbine um rd. 20% überlastet werden. Gegen Durchgehen sichert ein besonderer Sicher-

heitsregler, der mittels einer gesonderten Oelsteuerung den Servomotor des Haupteinlafsorgans und damit dieses selbst betätigt und beim Ueberschreiten einer bestimmten Umlaufzahl die Dampfzufuhr ganz absperrt. Beim Versagen des Oeldruckes schliefst eine kräftige Feder sofort das Hauptventil.

Ueber Ausführungen der **Rateauturbine,** die zuerst die gleiche Arbeitsweise angewendet hat, Stodola, Dampfturbinen, IV. Aufl. S. 423, über die **Oerlikonturbine** Karrer, Z. d. V. d. I. 1913, S. 1698. Diese sowie die Skodawerke verwenden kräftige Schaufeln. Die Schaufeln der Skodawerke sind an der Wurzel so stark, dafs keine besonderen Füllstücke erforderlich sind, und der Aufsenrand wie bei Laval einen geschlossenen Ring bildet.

c) Scheibenradturbinen mit Geschwindigkeitsstufen.

In einstufiger Anordnung als mehrkränziges Rad (Curtisrad) ohne Druckstufen, beaufschlagt mit erweiterten Düsen, in allgemeiner Ver-

Abb. 267 u. 268.

wendung für Kleinturbinen, mit Umdrehungszahlen von 3000 bis 5000 für Ventilatorantrieb und Turbospeisepumpen, mit nach Bedarf geringeren zum Antrieb von Kühlwasser- und Schleuderluftpumpen für Oberflächenkondensation.

In letzterem Falle führt man der Hauptturbine den Abdampf an einer Stelle zu, wo der Druck erst bei sehr kleiner Belastung unter die Atmosphäre sinkt, um die Luftleere nicht durch eindringende Luft von den Stopfbüchsen der kleinen Turbine zu schädigen, wo nur Kohlenringe ohne Sperrdampf üblich sind. Bei zu kleiner Belastung oder Leerlauf der Hauptturbine wird der Abdampf durch den Regler der Hauptturbine unmittelbar in den Kondensator (oder seltener ins Freie) gelenkt, weil die nicht unbedeutende Dampfmenge soviel Leistung geben würde, dafs die Regelung gefährdet wäre. Bei dieser Verwendung erhält die Kleinturbine entweder einen wirksamen Regler oder mindestens Sicherheitsregler mit verstellbarer Grenze.

Die Durchmesser- und die Stufenzahlen werden je nach Zweck und gegebener Umdrehungszahl gewählt, wobei oft die Kosten entscheiden. Man findet Durchmesser der Räder z. B. bei Melms & Pfenninger von 350,

600, 800, 1000 mm, wobei mit letzterem bis 3000 Umdrehungen angewendet werden. (Ueber den Einfluſs von $c':u$ theoretischer Teil D S. 224.)

Die Ausführung erfolgt entweder nach Abb. 267 mit wagerecht geteiltem Gehäuse, wobei die Leitschaufelgruppe mit dem Oberteil abgehoben wird, oder mit ungeteiltem Gehäuse und Ausbau durch den Deckel, der zugleich das Lager und den Regler trägt. Bei der Ausführung der Maschinenbauanstalt Humboldt*) werden die Leitapparate am Deckel befestigt und zugleich mit dem Rad samt Welle herausgezogen und dann erst abgeschraubt, wodurch kleiner Gehäusedurchmesser und bequemer Ausbau erzielt werden.

Abb. 269.

Das einfache Curtisrad eignet sich auch vorzüglich für **Gegendruckturbinen.** Abb. 269, nach Ausführung der AEG, zeigt teilweise durch den Regler absperrbare Düsen, teilweise Drosselregulierung.

In Druckstufen geschaltete Curtisräder finden Verwendung bei der ursprünglichen stehenden Bauart der Curtisturbine (Stodola, IV. Aufl. S. 378) und bei der zweistufigen AEG-Curtisturbine (Abb. 270),

Abb. 270.

*) Die Maschinenbauanstalt Humboldt baut Lavalturbinen bis 12 PS mit Vorgelege in neuer, eigener Bauart, darüber Curtisturbinen System Humboldt.

sowie auch mehrstufig bei der AEG-Curtisturbine bei kleineren Leistungen und niedrigen Umlaufzahlen.

In dieser Gruppe finden sich auch radiale Anordnungen, z. B. die **Elektraturbine** (Kolb), bei der die Schaufeln seitlich der Radscheibe vorstehen und abwechselnd innen und aufsen beaufschlagt werden. Bei gröfseren Ausführungen zwei Räder in Druckstufe. Drosselregelung, bewegliche Zungen zur Veränderung des Düsenquerschnitts.

d) Ueberdruckturbinen (Parsons).

Trommeln mit mehreren Abstufungen des Durchmessers tragen am Umfang in umlaufende Nuten eingesetzte Schaufeln aus Spezialbronze, deren Abstand durch entsprechende Zwischenstücke festgestellt wird; letztere werden verstemmt. Die Nuten erhalten einen angedrehten Vorsprung (Brown, Boveri) oder mehrere Kerben (Tosi), in welche die entsprechend ausgeschnittenen Schaufelenden eingreifen. Längere Niederdruckschaufeln werden durch einen eingezogenen und verlöteten Drahtring versteift. Zur Ausgleichung des zufolge der Druckstufen und verschiedenen Durchmesser der Trommel entstehenden achsialen Schubes sind Ausgleichkolben mit Labyrinthdichtung am Umfang vorhanden, die sich bei der urprünglichen Ausführungsform sämtlich am Hochdruckende der Trommel befanden; der bei dem ersten und zweiten Labyrinth durchtretende Dampf wird in die nächste Stufe überführt.

Die Abdichtung der Welle erfolgt ebenfalls durch Labyrinthe; die von Parsons herrührende Absperrung gegen Lufteintritt durch Einführung von Dampf, (Blasedampf, Eintritt ungefähr im äufseren Drittel des Wellenlabyrinthes, so dafs der aufsen austretende dünne „Dampfschleier“ zur Schätzung der richtigen Einstellung dient) wird allgemein angewendet. Bei der neueren Bauart (Abb. 271) befindet sich ein Entlastungskolben mit Labyrinthdichtung am Niederdruckende, so dafs am Hochdruckende nur eine einmalige Vergröfserung des Durchmessers und zwei Labyrinthdichtungen erübrigen. Hierbei stehen durch Bohrungen im Trommelrand der Innenraum der Trommel und die hintere Wellenabdichtung mit dem Dampfraum vor dem Niederdruckteil in Verbindung. Abb. 271 läfst auch eine der Bohrungen erkennen, durch die der einströmende Dampf behufs rascher Durchwärmung in die Höhlung des Wellenstummels am Hochdruckende geleitet wird; zum weiteren Schutz gegen Lockerung ist der Wellenstummel durch sog. Bajonettverschlufs (ringförmiger Bund und Nut sind an drei Stellen ausgeschnitten, wodurch Einschieben möglich, nachher Verdrehen) gesichert.

Abb. 271.

Die Regelung erfolgt durch Drosselung mit der von Parsons eingeführten schwingenden Bewegung, die ursprünglich durch einen federbelasteten Dampfkolben an der Stange des Drosselventils und einen vom Regler verstellbaren schwingenden Steuerkolben, später durch Drucköl erzielt wurde. Beim Versagen der Oelpumpe, die gleichzeitig die Lagerschmierung bedient, setzt sich die Turbine durch Schlufs des Ventils still.

Die Anwendung der reinen Parsonsbeschaufelung führt im Hochdruckteil zu kurzen Schaufeln, grofser Stufenzahl und Baulänge und beträchtlichem Spaltverlust, wird daher nur bei grofsen Einheiten auch geteilt in zwei Zylinder oder mit geteilter Dampfströmung, für Abdampfturbinen und ebenfalls mit mehreren Zylindern für Schiffsmaschinen noch angewendet.

e) Gemischte oder kombinierte Turbinen.

1. Mit Aktionsscheiben.

Führende Ausführungsform der AEG mit Curtisrad im Hochdruckteil mit Drosselregulierung und Düsenabsperrung von Hand, neuester Zeit mit aufeinanderfolgender Eröffnung von Düsengruppen durch den

Abb. 272.

Abb. 273.

Abb. 274.

Regler mit Hülfe eines Flügelkolbens in einem zylindrischen Gehäuse, wodurch eine Welle mit Daumenscheiben verdreht wird, die mit Hebeln die Ventile nacheinander betätigt. Zurückführung des Steuerkolbens durch eine Spiralnut aus Abb. 269 S. 235 ersichtlich. Die Hochdruckräder erhalten Umfangsgeschwindigkeiten über 200 m, Beaufschlagung entweder durch Düsen, die einzeln rund gedreht und am Auslauf viereckig geprefst oder in Gruppen gegossen werden. Die folgenden Räder sind einkränzig und durch parallel auslaufende oder nach Bedarf mäfsig erweiterte Leitapparate tunlichst voll beaufschlagt. Hierdurch und durch weitgehende Verwendung der Umdrehungszahl 3000 (und darüber für Antrieb von Turbokompressoren) wird die Stufenzahl tunlichst herabgesetzt. Die Abb. 272 bis 274 zeigen, wie die Radgröfsen der Leistung entsprechend gewählt werden, bei kleinen Leistungen ist das Curtisrad gröfser, bei mittleren gleich, bei gröfseren Leistungen kleiner als die Niederdruckräder, deren Zahl in gleichem Sinne abnimmt.

Bei sehr grofsen Einheiten wird auch der Durchmesser des letzten Niederdruckrades behufs Erzielung des erforderlichen Querschnitts wesentlich gröfser ausgeführt als bei den vorangehenden Rädern, oder es wird das letzte Rad geteilt, wobei in eigenartiger Weise die Ueberströmung durch einen Kranz von Bogenrohren innerhalb des Auspuffraumes nach Abb. 275 S. 238 vermittelt wird.

Die Räder sind durch schwach kegelförmige Büchsen und Spannmuttern auf der Welle befestigt, die (radialen, durch eingestemmte zugeschärfte Metallringe gebildeten)

Wellenlabyrinthe sitzen nicht auf der Welle, sondern an aufgeschobenen Büchsen, ebenso sind die zugehörigen umschliefsenden Labyrinthe in einem besonderen Gehäuse als drei getrennte Ringe (Abb. 279 S. 241) eingebaut. Am Aufsenrande des betreffenden Gehäuses befindet sich noch ein kurzes Labyrinth, das den austretenden Blasedampf von den Lagern abhält. Die Ueberführung des Dampfes aus dem vorderen Labyrinth zum hinteren ist in Abb. 275 ersichtlich.

Abb. 275.

2. Mit Curtisrad und Reaktionstrommel.

Abb. 276 zeigt die bisherige Ausführung der **kombinierten Turbine Brown, Boveri, Parsons,***) die in ähnlicher Form auch von den meisten

Abb. 276.

*) Eingehende Beschreibungen und Zeichnungen s. Stodola, Dampfturbinen, IV. Aufl. S. 268 bis 274, 348 bis 356, 437 bis 468. Vgl. auch Fortschritte im Bau der Brown, Boveri, Parsons-Dampfturbien (Selbstverlag Brown, Boveri & Cie.) 1909 und Z. d. V. d. I. 1910 u. a.

Parsonsschen Lizenznehmern ausgeführt wird. Das Aktionsscheibenrad (mit zwei Geschwindigkeitsstufen) ist auf die Trommel aufgesetzt, nimmt ungefähr ein Viertel der Leistung auf und erhält maximal 160 m Umfangsgeschwindigkeit. Am Hochdruckende und am Entlastungskolben am Niederdruckende sind Labyrinthdichtungen angebracht, das Innere der Trommel steht durch Löcher im radialen Teil des Trommelabsatzes mit dem Raum vor dem Niederdruckteil in Verbindung; ebenso die nach dem Trommelinneren offene Höhlung des Wellenstummels am Hochdruckende, was hier für die Durchwärmung genügt, weil die Düsen am Aktionsteil hohe Ueberhitzung fernhalten. Die Sicherung des Wellenstummels erfolgt durch den übergreifenden Flansch des Labyrinthkolbens.

Die Regulierung erfolgt durch das mit durchfließendem Drucköl gesteuerte Drosselventil, die Düsen sind im Oberteil des Gehäuses angeordnet und nach Sonderausführung der Firma Brown, Boveri & Cie. vollständig genau bearbeitet. Mehrere Düsensätze sind abgetrennt und werden einer von Hand, die übrigen durch selbsttätige Zusatzventile nach Bedarf freigegeben oder bei Entlastung abgesperrt.

Die selbsttätigen Zusatzventile haben den einströmenden gedrosselten Dampf unter dem Teller, nach oben sind sie als Kolben ausgebildet und durch zwischen Kolbenoberfläche und Gehäusedeckel eingeführten Dampf aus der Leitung mit vollem Druck ständig belastet. Eine am oberen Ende der Spindel wirkende Entlastungsfeder läßt sich so einstellen, daß bei Erreichung bestimmter Drücke vor den Düsen die Zusatzventile nacheinander nach Bedarf öffnen bzw. wieder schließen, ähnlich wie die Umlaufventile der reinen Parsonsturbine, die jedoch den Dampf in die nächste Stufe leiten (Abb. 271 S. 236).

Abb. 277.

Aus Abb. 276 ist noch die Anordnung des Drosselventils (vertikal) mit dem oben angebrachten federbelasteten Oelkolben und den Zu- und Ablaufrohren für das ständig durchfließende Drucköl, dessen Menge vom Regler beeinflußt wird, ersichtlich, ferner (liegend) das Hauptabsperrventil, das zugleich Schnellschluß bewirkt und bei Geschwindigkeitsüberschreitung vom Sicherheitsregler ausgelöst wird.

Beim Versagen des Oeldruckes schließt sich das Regulierventil zufolge des Federdruckes.

Die Dampfturbine **Melms & Pfenninger** ist in einzelnen früheren Ausführungen mit Geschwindigkeitsstufen in Trommelanordnung gebaut worden, wird aber gegenwärtig stets mit Curtisrad (Abb. 277) ausgeführt.

Die Entlastung für den Reaktionsniederdruckteil wird eigenartig durch die ringförmige Vergröfserung des Trommeldurchmessers im Hochdruckteil bzw. an der Uebergangstelle zwischen Aktions- und Reaktionsteil (D. R. P. 172 375) erzielt, so dafs nur ein Entlastungslabyrinth erforderlich ist. Aufserdem sind die üblichen Wellenlabyrinthe in radialer Anordnung vorhanden. Die Regelung geschieht durch Oeldrucksteuerung mit nacheinander erfolgender Betätigung der Ventile für die einzelnen Düsengruppen. Ebenso bewirkt der Regler selbsttätig die Umschaltung der etwa vorhandenen Antriebturbine der Kondensation bei zu klein gewordener Belastung (Curtisrad S. 234).

In der baulichen Durchführung ist bemerkenswert, dafs das Gehäuse völlig symmetrisch angeordnet ist und auch die Dampfzuführungsrohre beiderseits zur Ventilgruppe geführt werden, um seitlich verdrehende Belastung und einseitige Erwärmung zu vermeiden.

Die Schaufeln werden, in Segmenten vereinigt, für den Einbau vorbereitet und in den Nuten, die nach Bedarf an einer Seite gekerbt sind (stets im Aktionsteil und bei langen Niederdruckschaufeln) durch seitlich eingestemmte Keile und sichernde Keilbeilagen nach Abb. 278 festgehalten. Am Aufsenumfang werden die Schaufelenden der Reaktionsschaufeln durch nach innen abgerundete Deckbänder (D. R. G. M.) verbunden. Die Abrundung bewirkt gute wirbelfreie Dampfführung an den Schaufelenden und sichert zugleich sehr wirksam die Winkelstellung der Schaufeln.

Abb. 278.

Die Herstellung der Düsen und Leitapparate erfolgt unter Benutzung zweier Winkel, zwischen denen die Düsenzungen befestigt sind. Diese werden aus gezogenen Stangen zugeschnitten und eingenietet.

Sehr grofse kombinierte Turbinen werden nach dem Vorgang der **Westinghouse-Gesellschaft** mit geteiltem Niederdruckteil oder auch mit ebenfalls geteiltem Hochdruckteil ausgeführt (Zweiflufsbauart).

Besonders bemerkenswerte Erfolge weist die gemischte Bauart bei **Schiffsturbinen** auf, wovon die erste Ausführung jene der AEG für den Dampfer „Kaiser" war. Von den zahlreichen Ausführungsformen sei u. a. die in Engng. 1912 S. 555 mit zahlreichen guten Bildern dargestellte Schiffsturbine von **Tosi** erwähnt, mit mehreren Curtisrädern, deren erstes zweierlei Düsen für volle Geschwindigkeit und für Marschfahrt hat; dementsprechend erhielt das zweite Curtisrad eine abschaltbare Gruppe im Leitapparat.

3. Radialanordnungen.

In der besprochenen Gruppe finden sich auch Ausführungen, bei denen der Niederdruckteil auf einer Scheibe radial entwickelte Reaktionsschaufelung hat, während der Hochdruckteil meist durch ein trommelartig angebautes Aktionssystem mit Geschwindigkeitsstufen gebildet wird.

Die bekannt gewordenen Bauarten von **Eyermann** und von **Zvonicek** weisen einzelne bemerkenswerte Lösungen auf, ohne aber nennenswerte Verbreitung gewinnen zu können.

f) Gegendruckturbinen, Anzapfturbinen, Abdampf- und Zweidruckturbinen.

Turbinen, deren Abdampf für Fabrikationszwecke mit höherem Gegendruck abgegeben wird, heifsen **Gegendruckturbinen** und werden meist als Curtisräder ausgeführt (Abb. 268, S. 235).

Bei Turbinen von ausreichender Leistung wird ein Teil des Arbeitsdampfes an einer Stelle mit passendem Druck entnommen also die Leistung dieser Dampfmenge im vorangegangenen Hochdruckteil ausgenutzt **(Anzapfturbinen)**; ähnlich wie bei der Zwischendampfentnahme bei Kolbenmaschinen mufs nötigenfalls für Erhaltung des erforderlichen Druckes an der Anzapfstelle gesorgt werden, entweder durch ein Stauventil oder zur Vermeidung des unter Umständen erheblichen Arbeitsverlustes (durch die Drosselung innerhalb der Turbine) mittels Absperrung von einzelnen Gruppen vom Leitapparat hinter der Entnahmestelle durch einen Druckregler. Abb. 279 zeigt eine diesbezügliche Ausführung der AEG.

Abb. 279.

Dampfturbinen eignen sich wegen der vorzüglichen Ausnutzung des Niederdruckdampfes als **Abdampfturbine** zur Verwertung des Abdampfes verschiedener Betriebsmaschinen, besonders im Berg- und Hüttenwesen in Verbindung mit Dampfspeicherung, falls unterbrochener Betrieb vorliegt. Nachdem die zur Erzielung bestimmter Leistung nötige Abdampfmenge unter Umständen nicht zu Gebote steht, ist Ergänzung durch Einführung von Frischdampf erforderlich, zu welchem Zwecke vorteilhaft ein besonderes Hochdruck-Curtisrad beigegeben wird, das in Tätigkeit tritt, sobald die Spannung im Speicher unter eine bestimmte Grenze sinkt. Da es sich meist um sehr grofse Dampfmengen handelt, werden solche **Zweidruckturbinen** (auch Frischdampf-Abdampfturbinen genannt) oft in Zweistromanordnung mit geteiltem Abdampfsystem ausgeführt.

VI. Verbrennungskraftmaschinen.*)

A. Allgemeine Kennzeichnung.

a. Arbeitsverfahren.

Als „Verbrennungskraftmaschinen" gelten alle mit einem Gemisch aus Luft und brennbaren Gasen (oder Dämpfen) betriebenen Wärmemotoren, ohne Rücksicht auf ihre Arbeitsverfahren und deren Druckdiagramme. Nach letzteren sind zu unterscheiden:

Verpuffungsmaschinen, Diagramm entsprechend Abb. 280; Ausführungsbeispiele: alle Gasmotoren;

Gleichdruckmaschinen, Diagramm entsprechend Abb. 281; Ausführungsbeispiele: Oelmotoren nach Art des Dieselschen Wärmemotors.

1. Verpuffungsmaschinen.

Abb. 280.

Viertakt-Arbeitspiele:

$a-b$ Ansaugen des Gasluftgemisches;
$b-c$ Verdichten des angesaugten Gemisches;
in c Entzündung des verdichteten Gemisches durch elektrische Funken;
$c-d$ Verbrennung (Verpuffung) der Ladung;
$d-e$ Ausdehnung der Verbrennungsgase;
in e Oeffnen des Auspuffventils;
$e-b$ Druckausgleich zwischen Zylinder und Aufsenluft (Auspuff);
$b-a$ Ausschieben der Abgase ins Freie.

2. Gleichdruckmaschinen.

Abb. 281.

Viertakt-Arbeitspiele:

$a-b$ Ansaugen der Verbrennungsluft;
$b-c$ Verdichten der Luft so hoch, dafs die Temperatur den Entzündungspunkt des Brennstoffes erheblich überschreitet;
$c-d$ Einspritzung und Verbrennung des Brennstoffes, Entzündung im Augenblick des Eintritts durch die Verdichtungswärme;
$d-e$ Ausdehnung der Verbrennungsgase;
in e Oeffnen des Auspuffventils;
$e-b$ Druckausgleich (Auspuff);
$b-a$ Ausschieben der Abgase ins Freie.

Bezüglich des gestrichelten theoretischen Diagramms in Abb. 280 u. 281 s. S. 245 ff.

Beide Arbeitsverfahren werden für Viertakt- und Zweitaktgang, in einfach- und doppeltwirkenden, liegenden und stehenden Bauarten

*) Für die Hütte bearbeitet von Hugo Güldner, nach der III. Auflage seines Buches: „Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungskraftmaschinen". Berlin 1914, Verlag Julius Springer.

ausgeführt. Für hohe Umlaufgeschwindigkeit und geringes Betriebsgewicht sind die Verpuffungsmaschinen besser geeignet als die Gleichdruckmaschinen.

b. Arbeitstakte.

1. Der Viertakt

beherrscht in den marktgängigen Modellen den Verbrennungsmaschinenbau. Sämtliche Lade-, Nutzleistungs- und Entladevorgänge verlaufen in einem Zylinder, wobei jeder volle Verbrennungsvorgang vier Kolbenhübe (Takte) verlangt, von denen nur einer Nutzarbeit verrichtet und die übrigen drei zum Laden und Entladen dienen (vgl. obige Diagramme). Indizierter Arbeitsaufwand der drei Hilfshübe 5 bis 10% der Motorleistung. Ausführung bis etwa 150 PS Zylinderleistung gewöhnlich einfachwirkend und kreuzkopflos; für gröſsere Leistungen auch Doppelwirkung und gesonderte Geradführung. Gegenwärtige Leistungsgrenze 700 bis 800 PSe für eine Kolbenseite.

Vorteile des einfachwirkenden Viertaktes: Einfacher Bau; der Kolben läuft in der Regel auſsen frei und kann dann zugleich den Kreuzkopf bilden; für sehr hohe Umlaufzahlen ausführbar; für kleinere Leistungen billige Herstellung. — Nachteile: Sehr schwankende Kurbeldrehkräfte, daher für kleine Ungleichförmigkeitsgrade ungewöhnlich schweres Schwungrad; geringe spezifische Hubleistung, folglich groſse Abmessungen und bei Groſsmotoren störende Wärmeausdehnung wichtiger Teile; Verunreinigung der Ladung mit den im Verdichtungsraume verbleibenden Abgasen; freies Auslaufen der Massen des Kolbentriebwerks.

2. Der Zweitakt.

Auſser bei einigen Groſsgasmaschinen (Oechelhäuser - Junkers, Körting) zunehmend auch bei neueren Oelmotoren, besonders für den Schiffsbetrieb, in Anwendung. Ansaugen und Vorverdichten des Gemisches bei gröſseren Maschinen in getrennten Gas- und Luftpumpen; einige Kleinmotoren für flüssige Brennstoffe führen das Zweitaktverfahren auf Kosten ihrer spezifischen Leistungsfähigkeit ohne eigene Pumpen durch, indem sie eine dichte Einkapselung des Kurbeltriebwerkes zum Fördern der Spülluft oder Ladung verwerten. — Uebertritt des Gemisches in den Verbrennungszylinder meistens mit Voreinführung von reiner Luft nach erfolgtem Auspuff. Austreiben der Abgase durch das eingelassene frische Gemisch oder besondere Spülluft. Austritt der Abgase gewöhnlich durch vom Arbeitskolben gesteuerte Kanäle in der Zylinderbohrung; alsdann Gemisch- und Spüllufteintritt durch Ventile im Zylinderdeckel oder (beim Oechelhäuser-Motor) durch einen von dem gegenläufigen Kolben gesteuerten zweiten Kanalkranz. Sog. ventillose Zweitaktmotoren haben drei Kanalgruppen (zum Ansaugen der Luft in die Kurbelkastenpumpe, Ueberführen des Gemisches in den Zylinder und Ausströmen der Abgase), die durch den Arbeitskolben gesteuert werden. Liegende Groſszweitaktmaschinen werden allgemein doppeltwirkend gebaut; in der für Doppelwirkung unbequemen stehenden Anordnung vermeidet man diese und erhöht die Leistung durch Vermehrung der Arbeitszylinder. Gegenwärtige Leistungsgrenze etwa 1000 PSe für eine Kolbenseite.

Im Arbeitszylinder erfolgt auf jede Kurbelumdrehung, also bei jedem zweiten Hube, eine Verbrennung und Nutzleistung; indizierte Arbeit zum Ansaugen und Einlassen der Ladung bei den jetzigen

Ausführungen mit 7 bis 12% der Gesamtleistung etwas gröfser als beim Viertakt.

(Durch Benutzung niedrigster Auswaschspannung — 0,1 bis 0,2 at — und weitester Ein- und Austrittwege wird nicht nur die Pumpenarbeit vermindert, sondern auch die Auswaschung des Zylinders gründlicher. Die Luft soll mit kleinster Geschwindigkeit einströmen und die Abgase geschlossen vor sich herschieben, ohne sie durcheinanderzuwirbeln.)

Vorteile im Vergleich zum Viertakt: Gleichmäfsigerer Verlauf der Kurbeldrehkräfte und leichtere Umsteuerbarkeit. Bei geeigneter Ausführung 70 bis 90% höhere spezifische Hubleistung; reinere Ladung infolge besserer Austreibung der Abgase; bei Benutzung des Arbeitskolbens zum Steuern der Ein- und Auslafskanäle billigste Bauart als ventilloser Kleinmotor. — Nachteile: Wegen der Auswaschung des Verbrennungszylinders für hohe Geschwindigkeit nicht geeignet; Arbeitskolben meistens ganz eingeschlossen und dann schwieriger zu kühlen und zu schmieren; Kolben nur bei kleinen Kapselmotoren als Kreuzkopf ausführbar; sonst besondere Geradführung nötig, wodurch gröfsere Baulänge und höhere Herstellungskosten entstehen; bei den jetzigen Ausführungen meistens etwas gröfsere Lade- und Entladearbeit.

B. Dynamische Berechnung.

a. Bezeichnungen.

Allgemeine Gesetze der Thermodynamik (I. Bd. S. 392).

Es bezeichne (zum Teil abweichend von I. Bd. S. 392 ff.)

t die Temperatur in °C,
$T = 273 + t$ die absolute Temperatur,
p die absolute Spannung in kg/qm (vereinzelt in at = kg/qcm),
v den Rauminhalt in cbm von G kg Gas oder Gemisch,

} für verschiedene Zustände mit den Kennziffern der zugehörigen Diagramme (Abb. 280 bis 284),

σ das spez. Gew. eines Gases oder Gemisches,

γ das Gewicht von 1 cbm Gas oder Gemisch bzw. 1 l Flüssigkeit im Normalzustande (für Luft $\gamma = 1{,}293 \cdot \frac{735{,}5}{760} = 1{,}2515$ kg, für Wasser $\gamma = 1$ kg),

$G = v\gamma = \frac{vp}{RT}$ das Gewicht eines Gases oder Gemisches vom Rauminhalt v in einem gegebenen Zustande p und T,

$R = \frac{p}{T\gamma} = 427\,(c_p - c_v)$ die Gaskonstante, für Luft $R = 29{,}27$ (I. Bd. S. 396),

$A = \frac{c_p - c_v}{R} = \frac{1}{427}$ den Wärmewert der Arbeitseinheit (I. Bd. S. 393),

Q die bei einer gegebenen Zustandsänderung zu- oder abgeführte Wärmemenge in WE,

$L = \frac{Q}{A}$ die bei dieser Zustandsänderung geleistete Arbeit in mkg,

c_p und c_v die spezifischen Wärmen (I. Bd. S. 397),

$\varkappa = \frac{c_p}{c_v}$ das Verhältnis der spezifischen Wärmen (I. Bd. S. 397),

k den Exponent der polytropischen Wärme-Zu- und Abführung in der

Zustandsgleichung pv^k = konst. (I. Bd. S. 406, dort mit n bezeichnet),

$\varepsilon = v : v_1$ das Verdichtungsverhältnis (Abb. 280 u. 281) } bei Verpuffungsmaschinen meistens $\delta \sim \varepsilon$,
$\varepsilon_1 = v_2 : v_1$ das Volldruckverhältnis } bei Gleichdruckmaschinen
$\delta = v : v_2$ das Ausdehnungsverhältnis }

η_t den theoretischen thermischen Wirkungsgrad,

ferner von S. 248 an:

N_i die indizierte Leistung in PSi,
N_e die Nutzleistung in PSe,
N_n die Nennleistung einer Maschinengröfse in PSe, annähernd 0,9 der erreichbaren Höchstleistung,
C den Kraftstoffverbrauch für die PSe-st in cbm bzw. kg,
$\mathfrak{H}$ bzw. h den (unteren) Heizwert für 1 cbm bzw. 1 kg Kraftstoff im Normalzustande,
D den Kolbendurchmesser in m,
s den Kolbenhub in m,
F die wirksame Kolbenfläche in qm,
n die Anzahl der minutlichen Kurbelumdrehungen,
$c = \frac{ns}{30}$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sk,
p_i den mittleren indizierten Kolbenüberdruck in kg/qcm,
$p_e = p_i \eta_m$ den der Nutzleistung N_e entsprechenden mittleren Kolbendruck in kg/qcm,
η_i den indizierten thermischen Wirkungsgrad,
$\eta_g = \eta_i : \eta_t$ den Gütegrad des Verbrennungsvorganges, entsprechend dem Völligkeitsgrad des indizierten Arbeitsdiagramms,
$\eta_m = N_e : N_i$ den mechanischen Wirkungsgrad,
$\eta_w = \eta_i \eta_m = \eta_t \eta_m \eta_g$ den wirtschaftlichen Wirkungsgrad,
η_l den Lieferungsgrad des Saughubes (bezogen auf 0° C).

b. Die Kreisprozesse.

Voraussetzungen für die folgenden Ableitungen: Als Wärmeträger ein vollkommenes Gas von unveränderlicher spezifischer Wärme; geschlossener umkehrbarer Kreisprozefs in einem wärmedichten Zylinder.

1. Das Verpuffungsverfahren.

Kennziffern der mathematischen Gröfsen nach dem theoretischen Spannungsdiagramm in Abb. 280 (S. 242) [Begrenzungslinien dieses Diagramms je eine Isoplere (Linie gleichbleibenden Rauminhalts) für die Wärme-Zu- bzw. Abführung und je eine Adiabate für die Volumenveränderungen].

G_l, G_r, R_l und R_r S. 244 u. 249.

Wärmezuführung bei der Verpuffung $Q_1 = G_l\, c_v\, (T_2 - T_1)$,
Wärmeabführung mit den Abgasen $Q_2 = G_r\, c_v\, (T_3 - T_0)$,
in Arbeit verwandelte Wärmemenge $Q = Q_1 - Q_2$,
theoretischer thermischer Wirkungsgrad

$$\eta_t = \frac{Q}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

Es ist auch

$$Q = G_l c_v \left[T_2 \left(1 - \frac{T_3}{T_2}\right) - T_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right)\right] \quad \text{oder, da}$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_0}{T_1} \quad \text{und} \quad G_l c_v (T_2 - T_1) = Q_1, \quad Q = Q_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right),$$

so dafs für Gleichung (1) gesetzt werden kann

$$\eta_t = \frac{Q_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right)}{Q_1} = 1 - \frac{T_0}{T_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Bei Entwurfsarbeiten rechnet es sich leichter mit L, p und v statt mit Q, T und G_l; nach den bekannten Gleichungen der Wärmetheorie (I. Bd. S. 405 ff.) schreibt man deshalb bequemer

$$L_1 = \frac{Q_1}{A} = \frac{c_v \, v_1}{A R_l} (p_2 - p_1) = \frac{v_1 (p_2 - p_1)}{\varkappa - 1},$$

$$L_2 = \frac{Q_2}{A} = \frac{c_v \, v}{A R_r} (p_3 - p_0) = \frac{v (p_3 - p_0)}{\varkappa - 1}.$$

Absolute äufsere Arbeit des Ausdehnungshubes

$$L_a = \frac{p_2 v_1}{\varkappa - 1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\varkappa - 1}\right] = \frac{p_2 v_1}{\varkappa - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}}\right);$$

hierin ist noch die Verdichtungsarbeit des zweiten Taktes enthalten:

$$L_c = \frac{p_1 v_1}{\varkappa - 1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\varkappa - 1}\right] = \frac{p_1 v_1}{\varkappa - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}}\right),$$

nach deren Ausscheidung die äufsere Wärmearbeit verbleibt:

$$L = \frac{Q}{A} = \frac{p_2 v_1}{\varkappa - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}}\right) - \frac{p_1 v_1}{\varkappa - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}}\right)$$

$$= \frac{v_1 (p_2 - p_1)}{\varkappa - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}}\right).$$

Dividiert man diese Gleichung durch die Gleichung für L_1, so erhält man

$$\eta_t = \frac{L}{L_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}} = 1 - \varepsilon^{1 - \varkappa}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

wofür auch geschrieben werden kann

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\varkappa - 1} = 1 - \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3\text{a})$$

Da in Wirklichkeit der Anfangszustand p_0 bzw. T_0 nur wenig veränderlich ist und das Verhältnis der spezifischen Wärme $\varkappa$ als noch unbestimmt vernachlässigt wird, so hängt (nach Gleichung 3 u. 3a) der theoretische thermische Wirkungsgrad η_t der Verpuffungsmotoren wesentlich nur von der Höhe der Verdichtungsspannung $\left(\frac{p_1}{p_0}\right)$ bzw. von der Gröfse des Verdichtungsraumes $\left(\frac{v}{v_1}\right)$ ab.

2. Das Gleichdruckverfahren.

Kennziffern nach dem theoretischen Spannungsdiagramm in Abb. 281 (S. 242) (Begrenzungslinien eine Isobare für die Wärmezuführung, eine Isoplere für die Wärmeabführung, zwei Adiabaten für die Verdichtung und Ausdehnung).

G, G_r, R und R_r s. S. 244 u. 249.

Wärmezuführung bei der Verbrennung $Q_1 = G_l\, c_p\, (T_2 - T_1)$,
Wärmeabführung mit den Abgasen $Q_2 = G_r\, c_v\, (T_3 - T_0)$,
in Arbeit verwandelte Wärmemenge $Q = Q_1 - Q_2$,
theoretischer thermischer Wirkungsgrad

$$\eta_t = \frac{Q}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

Wegen $T_2 = T_1\, \varepsilon_1$ und $T_3 = T_0\, \varepsilon_1^{\varkappa}$ ist auch

$Q_1 = G_l\, c_p\, T_1\, (\varepsilon_1 - 1)$ und $Q_2 = G_r\, c_v\, T_0\, (\varepsilon_1^{\varkappa} - 1)$, so daſs

$$\eta_t = 1 - \frac{G_l\, c_v\, T_0\, (\varepsilon_1^{\varkappa} - 1)}{G_r\, c_p\, T_1\, (\varepsilon_1 - 1)} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

oder, da $G_l \sim G_r$, $\frac{c_v}{c_p} = \frac{1}{\varkappa}$ und $\frac{T_0}{T_1} = \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}}$,

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varkappa} \cdot \frac{\varepsilon_1^{\varkappa} - 1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}\, (\varepsilon_1 - 1)} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (3)$$

Zu denselben Gleichungen (2) und (3) gelangt man auch durch die Beziehungen der Wärmearbeiten, indem

$$L_1 = \frac{Q_1}{A} = p_1\, (v_2 - v_1)\, \frac{c_p}{A R} = p_1\, (v_2 - v_1)\, \frac{\varkappa}{\varkappa - 1},$$

$$L = \frac{Q_1 - Q_2}{A} = p_1\, (v_2 - v_1) + \frac{p_1\, v_2}{\varkappa - 1}\left[1 - \frac{1}{\delta^{\varkappa - 1}}\right] - \frac{p_1\, v_1}{\varkappa - 1}\left[1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}}\right].$$

Die Division $L : L_1$ führt schlieſslich wieder zur Gleichung (3).

Danach ist beim Gleichdruckverfahren der theoretische thermische Wirkungsgrad η_t nicht nur von der Höhe der Verdichtung, sondern auch von ε_1, d. h. von dem Volldruckverhältnis, wesentlich abhängig. (Bei dem hier gebräuchlichen groſsen Luftüberschuſs ist $\varkappa$ nur sehr wenig veränderlich.) Der Einfluſs von ε_1 auf η_t bleibt praktisch fühlbar; dies bestätigt sich im Betriebe, indem sich der indizierte thermische Wirkungsgrad η_i von Gleichdruck-Oelmotoren, z. B. bei verminderter Belastung, also kleinerem ε_1, merklich erhöht.*)

Der Einfluſs der Einblaseluft erhöht das den Kreisprozeſs durchmachende Ladungsgewicht um 5 bis 7 %, unabhängig von der Maschinenbelastung.

*) Ueber den Einfluſs der „Vorverpuffung" auf den thermischen Wirkungsgrad des Gleichdruckverfahrens Z. d. V. d. I. 1911 S. 627.

3. Die indizierte Wärmearbeit.

a) Die wirkliche indizierte Wärmearbeit ist infolge unvollkommener Verbrennung, Verluste durch Kühlung und Strahlung u. a. stets kleiner als die theoretische (Diagramme Abb. 280 u. 281 S. 242), nämlich

$$Q_i = \frac{p_i v_0}{427} = 0{,}00234\, p_i v_0 \text{ WE}$$

bzw.

$$L_i = Q_i\, 427 = p_i v_0 \text{ mkg.}$$

Hierin ist bei gegebenem p_i, N_i und n das Kolbenhubvolumen

$$v_0 = \frac{9000\, N_i}{n p_i} \text{ cbm für Viertaktmotoren,}$$

$$\text{bzw. } v_0 = \frac{4500\, N_i}{n p_i} \text{ cbm für Zweitaktmotoren.}$$

Praktisch ist p_i von dem Heizwert $\mathfrak{H}_g = \frac{\mathfrak{H}}{1+L}$ des Gasluftgemisches, dem indizierten thermischen Wirkungsgrad η_i und dem Lieferungsgrad η_l des Saughubes abhängig; indem nach obigem

$$Q_i = v_0\, \eta_l\, \mathfrak{H}_g\, \eta_i \text{ WE} \qquad \text{oder} \qquad p_i v_0 = 427\, \mathfrak{H}_g\, \eta_i\, v_0\, \eta_l \text{ mkg,}$$

$$\text{ist auch } p_i = 427\, \mathfrak{H}_g\, \eta_i\, \eta_l \text{ kg/qm.}$$

Für Sauggas mit $\mathfrak{H} = 1100$ WE/cbm, also $\mathfrak{H}_g = \frac{1100}{1+1{,}2} = 500$ WE/cbm, ferner $\eta_i = 0{,}30$ und $\eta_l = 0{,}85$, ist demnach $p_i = 427 \,.\, 500 \,.\, 0{,}30 \,.\, 0{,}85 = 55\,000$ kg/qm oder 5,5 at.

Bei Oelmotoren ist der Raumanteil des flüssigen Brennstoffes so unerheblich, daſs für $(1+L) \sim L$ gesetzt werden kann.

b) Verbraucht ein Motor stündlich C_s kg oder cbm Brennstoff von einem Heizwerte h, wofür bei Gasen $\mathfrak{H}$ zu setzen ist, so ist der wirkliche Wärmeaufwand für jeden Verbrennungshub

$$Q_w = \frac{C_s h}{30\, n} \text{ WE (Viertakt)} \quad \text{bzw.} \quad Q_w = \frac{C_s h}{60\, n} \text{ WE (Zweitakt)}$$

und die entsprechende Wärmearbeit

$$L_w = \frac{Q_w}{A} = \frac{C_s h\, 427}{n\, 30} = \frac{14{,}233\, C_s h}{n} \text{ mkg (Viertakt}$$

$$\text{bzw. } L_w = \frac{C_s h\, 427}{n\, 60} = \frac{7{,}117\, C_s h}{n} \text{ mkg (Zweitakt).}$$

c) Der indizierte thermische Wirkungsgrad η_i ist dann

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_w} = \frac{L_i}{L_w} = \frac{N_i \,.\, 75 \,.\, 3600}{C_s h\, 427} \sim \frac{632\, N_i}{C_s h}.$$

Das Verhältnis der beiden thermischen Wirkungsgrade

$$\frac{\eta_i}{\eta_t} = \eta_g$$

liefert für ausgeführte Motoren den Gütegrad in bezug auf Wärmeausnutzung bzw. den Völligkeitsgrad des Diagrammes.

Durchschnittliche Grenzwerte von $\eta_g = 0{,}5$ bis $0{,}8$.

d) Der wirtschaftliche Wirkungsgrad η_w ist bei gegebenen $N_e = N_i \eta_m$, C_s und h

$$\eta_w = \eta_g \eta_t \eta_m = \frac{N_i \eta_m . 75 . 3600}{427\, C_s\, h},$$

$$\eta_w = \frac{N_e . 75 . 3600}{C_s\, h\, 427} = \frac{632{,}3\, N_e}{C_s\, h} \sim \frac{632\, N_e}{C_s\, h}.$$

Durchschnittswerte von L und η_w Tafel S. 256;

$\eta_m = 0{,}80$ bis $0{,}85$ bei Verpuffungsmotoren,
$= 0{,}70$ bis $0{,}78$ bei Gleichdruckmotoren.

c. Die inneren Arbeitsvorgänge.

Folgende Untersuchungen befassen sich nur mit den Viertaktspielen; die zwischen diesen und den noch wenig erforschten Lade- und Entladevorgängen des Zweitaktes bestehenden Abweichungen müssen einstweilen unerörtert bleiben.

1. Der Saughub.

Kennzeichnung von T, v und p nach Abb. 282, im übrigen nach S. 244.

In der innersten Kolbenstellung ist der Verdichtungsraum v_1 mit Abgasen (Rückständen) von $T_r{}^0$ Temperatur und p_r at Spannung gefüllt, deren Gewicht ist

$$G_r = v_1 \gamma = \frac{v_1 p_r}{T_r R_r} \text{ kg.}$$

Abb. 282.

Beginnt der Kolben den Saughub, so entspannen sich die Rückstände zunächst von p_r auf p_a; erst dann tritt frisches Gemisch (oder Luft) ein, das bei einer Aufsentemperatur T_g ein Gewicht hat von

$$G_g = \frac{\eta_l v_0}{T_g} \frac{10000}{R_g} \text{ kg.}$$

Am Ende des Saughubes enthält der Zylinder eine Ladung, bestehend aus Abgasrückständen und frischem Gemisch, vom Gewicht

$$G_l = G_r + G_g = \frac{v p_a}{T_a R_l} \text{ kg.}$$

Da $\dfrac{v p_a}{T_a} = \dfrac{v_1 p_r}{T_r} + \dfrac{\eta_l v_0\, 10000}{T_g}$, sofern mit zulässiger Annäherung $R_l = R_g = R_r$ gesetzt wird, so ist die wirklich angesaugte Gemischmenge, bezogen auf 0^0 C und 735,5 mm Q.-S.:

$$v_0' = \eta_l v_0 = \left(\frac{v p_a}{T_a} - \frac{v_1 p_r}{T_r}\right) \frac{T_g}{10000}.$$

Einflufs der Betriebsorthöhe

Betriebsorthöhe über dem Meere in m	0	200	400	500	600
Barometerstand b in mm Q.-S. . ~	760	742	724	716	707
oder p_b in kg/qm	10 333	10 091	9846	9738	9615
Abnahme von η_l entspr. $b:760$ . .	1,0	0,978	0,954	0,944	0,932
oder in Prozenten	0	2,2	4,6	5,6	6,8

Nimmt man für T_g im Mittel 290° (also $t = 17°$ C) an, so ist der auf den Normalzustand bezogene Lieferungsgrad ohne Rücksicht auf die Abkühlung der Gasreste

$$\eta_l = \frac{v_0'}{v_0} = \left(\frac{\varepsilon p_a}{T_a} - \frac{p_r}{T_r}\right)\frac{0{,}0290}{\varepsilon - 1}.$$

Hierin hängen p_a und p_r zunächst von den Ansauge- bzw. Ausschubwiderständen ab; sie können mit schwacher Feder indiziert werden. T_r ist dem Einflufs der Auspuff- und Kühlwassertemperatur, T_a hauptsächlich dem Verdichtungsgrade ε unterstellt. Sofern c_p für Luft und Ladung gleich grofs angenommen wird, ist

$$T_a = \frac{v p_a\, 0{,}0290}{\eta_l v_0 + \dfrac{v_1 p_r\, 0{,}0290}{T_r}} = \frac{p_a v}{G_l R_l}.$$

Um eine grofse spezifische Hubleistung, also eine günstige Ausnutzung des Zylinderraumes zu erhalten, mufs η_l möglichst grofs gemacht werden durch Kleinhaltung der Ansauge- und Ausschubwiderstände und der Ansaugetemperatur. Hierbei ist auch der Barometerstand (p_b) von Einflufs, indem

$$\eta_l = \left(\frac{\varepsilon p_a}{T_a} - \frac{p_r}{T_r}\right)\frac{T_g}{p_b(\varepsilon - 1)}.$$

Barometrische Tiefe vermindert also η_l und damit das Ladungsgewicht und die erreichbare Wärmearbeit eines Kolbenspiels. Dieser Einflufs von p_b auf p_i und N_i wird bei hochgelegenen Betriebsorten beträchtlich (Tafel oben).

Erfahrungswerte von p_r, T_r und η_l, letztere bezogen auf 0° Gemischtemperatur.

$p_r = 1{,}08$ bis 1,15 at abs. / $T_r = 700$ „ 800° } bei zu frühem Schlufs des Auslafsventils, sehr langer oder zu enger Auspuffleitung erheblich mehr,

$T_a = 350$ „ 400° bei Vollast, sonst weniger. Nachbrennen, Fehlzündungen und schlechte Kühlung erhöhen T_a.

$p_a = 0{,}88$ „ 0,95 at abs., $\eta_l = 0{,}87$ bis 0,90 bei langsamlaufenden Motoren mit gesteuertem Einlafsventil,

$p_a = 0{,}80$ „ 0,85 „ „ $\eta_l = 0{,}78$ „ 0,83 bei schnellaufenden Motoren mit gesteuertem Einlafsventil,

auf den Lieferungsgrad (η_l).

800	1000	1200	1400	1500	1600	1800	2000	2500	3000
690	674	658	642	635	627	612	598	554	512
9384	9166	8949	8731	8636	8427	8323	8133	7550	7000
0.908	0,887	0,866	0,845	0,836	0,825	0,806	0,787	0,730	0,675
9,2	11,3	13,4	15,5	16,4	17,5	19,4	21,3	27,0	32,5

$p_a = 0{,}85$ bis $0{,}90$ at abs. $\eta_l = 0{,}80$ bis $0{,}85$ bei langsamlaufenden Motoren mit selbsttätigem Einlafsventil,

$p_a = 0{,}78$ „ $0{,}83$ „ „ $\eta_l = 0{,}65$ „ $0{,}75$ bei schnellaufenden Motoren mit selbsttätigem Einlafsventil,

$p_a = 0{,}60$ „ $0{,}75$ „ „ $\eta_l = 0{,}50$ „ $0{,}65$ bei sehr schnellaufenden Wagenmotoren mit selbsttätigem Einlafsventil und Rippenkühlung.

Sauggaserzeuger und Verdunstungskarburatoren verkleinern durch ihren Saugwiderstaud η_l um einige Prozente ebenso sehr lange Saugleitungen.

2. Der Verdichtungshub.

Bezeichnungen nach Abb. 282 S. 249 und S. 244.

Die Spannungslinie des Verdichtungshubes folgt als Polytrope dem Gesetz $p v^k =$ konst. (I. Bd. S. 406); demgemäfs ist

$$p_c = p_a \left(\frac{v}{v_1}\right)^k = p_a \varepsilon^k, \qquad v_1 = v\left(\frac{p_a}{p_c}\right)^{\frac{1}{k}} = \frac{v}{\varepsilon} = \frac{v_0}{\varepsilon - 1},$$

$$T_c = T_a \left(\frac{p_c}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} = T_a \varepsilon^{k-1} = \frac{T_a\, p_c}{p_a\, \varepsilon};$$

oder nach Einführung von G_l und R_l aus der bekannten Beziehung

$$p v = R T G:$$

$$p_c = \frac{T_c\, G_l\, R_l}{v_1}, \qquad v_1 = \frac{T_c\, G_l\, R_l}{p_c}, \qquad T_c = \frac{p_c\, v_1}{G_l\, R_l}.$$

Aus $p_c = p_a \varepsilon^k$ folgt ohne weiteres, dafs bei zunehmendem Dichtungsverhältnis (ε) der Einflufs der Saugwiderstände (aus p_a) erheblich wächst. Bei Gasmaschinen ist durchschnittlich $\varepsilon^k = \frac{p_c}{p_a} > 15$ (Sauggasmaschinen bis 18), bei Gleichdruckmaschinen $\varepsilon^k \sim 40$; jede Zu- oder Abnahme von p_a macht sich also 15fach bzw. 40fach vergröfsert in der Verdichtung p_c fühlbar.

Für einen bestimmten Endzustand p_c oder T_c ergibt sich der erforderliche Verdichtungsraum

$$v_1 = \frac{v}{\varepsilon} = v\left(\frac{p_a}{p_c}\right)^{\frac{1}{k}} = v\left(\frac{T_a}{T_c}\right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Verdichtungsspannung (p_c in at abs.) und -temperatur (T_c abs.) für verschiedene ε, T_a und k.

$\varepsilon = \frac{v_1 + v_0}{v_1}$; $\frac{v_0}{v_1} = \varepsilon - 1$		Passend für Verpuffungsmaschinen									Passend für Gleichdruckmaschinen								
	Verdichtungsgrad ε =	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	12	13	14	15	16	17	18	19	20
k = 1,20	bei $p_a = 0,9$ at abs. ist p_c =	3,36	4,04	4,76	5,47	6,21	7,72	9,28	10,9	12,5	17,7	19,6	21,4	23,2	25,2	27,0	29,1	30,8	33,1
	und T_c bei $T_a = 380^0$	473	488	501	513	525	543	561	574	589	625	636	644	653	662	670	677	685	692
	$T_a = 400^0$	493	514	528	541	552	572	590	607	621	658	668	676	687	697	705	713	721	728
	$T_a = 425^0$	529	546	560	574	586	608	627	643	659	690	709	718	730	740	749	757	766	774
k = 1,25	bei $p_a = 0,9$ at abs. ist p_c =	3,56	4,31	5,08	5,90	6,73	8,46	10,2	12,1	14,0	20,1	22,2	24,4	26,5	28,8	31,1	33,4	35,6	38,4
	und T_c bei $T_a = 380^0$	500	519	538	554	568	595	618	640	659	707	722	734	748	760	771	782	793	804
	$T_a = 400^0$	526	547	566	583	598	626	650	672	694	745	759	774	782	800	812	823	835	846
	$T_a = 425^0$	558	580	601	618	636	665	690	714	736	791	807	822	836	856	863	875	888	899
k = 1,30	bei $p_a = 0,9$ at abs. ist p_c =	3,75	4,58	5,46	6,36	7,29	9,24	11,3	13,42	15,7	22,7	25,2	27,8	30,3	33,0	35,8	38,8	41,3	44,6
	und T_c bei $T_a = 380^0$	528	553	576	597	616	650	681	708	734	801	822	840	856	873	889	904	919	934
	$T_a = 400^0$	556	583	607	628	648	684	718	747	773	843	864	885	901	919	936	951	968	983
	$T_a = 425^0$	591	618	644	667	688	727	761	793	820	896	918	940	958	976	993	1012	1028	1044
k = 1,35	bei $p_a = 0,9$ at abs. ist p_c =	3,96	4,88	5,84	6,86	7,89	10,1	12,4	14,9	17,5	25,7	28,8	31,8	34,9	38,2	41,1	44,4	47,5	51,8
	und T_c bei $T_a = 380^0$	558	588	623	644	671	716	755	795	825	907	932	956	980	1004	1024	1047	1064	1086
	$T_a = 400^0$	588	620	650	678	706	755	796	834	870	954	980	1007	1032	1057	1081	1102	1120	1143
	$T_a = 425^0$	625	658	691	719	750	800	845	886	922	1014	1040	1070	1096	1134	1147	1171	1190	1215
k = 1,41	bei $p_a = 0,9$ at abs. ist p_c =	4,23	5,26	6,35	7,50	8,68	11,2	13,9	16,8	19,9	29,9	33,5	37,2	41,1	44,9	48,9	53,0	56,8	61,5
	und T_c bei $T_a = 380^0$	597	635	671	704	735	793	843	891	936	1053	1090	1123	1153	1188	1216	1244	1273	1303
	$T_a = 400^0$	628	668	706	742	775	836	888	938	984	1108	1147	1180	1215	1251	1280	1310	1340	1371
	$T_a = 425^0$	667	710	750	788	821	886	943	996	1049	1177	1219	1253	1291	1329	1360	1390	1424	1457

Erfahrungswerte:

Benzinmotoren u. dgl.
mit $p_c =$ 4 bis 5 at abs. $\varepsilon \sim 3{,}5$, also $v_1 : v_0 \sim 0{,}4$, $T_c \sim 550^0$.

Leuchtgasmaschinen
mit $p_c =$ 6 bis 8 „ „ $\varepsilon \sim 5{,}0$, „ $v_1 : v_0 \sim 0{,}25$, $T_c \sim 600^0$.

Sauggasmaschinen u. dgl.
mit $p_c =$ 10 bis 12 „ „ $\varepsilon \sim 7{,}0$, „ $v_1 : v_0 \sim 0{,}15$, $T_c \sim 680^0$.

Gleichdruckölmaschinen
mit $p_c =$ 32 bis 35 „ „ $\varepsilon \sim 14$, „ $v_1 : v_0 \sim 0{,}08$, $T_c \sim 850^0$.

Der polytropische Exponent k der Verdichtungslinie schwankt je nach der Temperatur der Zylinderwandung und deren Wärmeleitung meistens zwischen 1,25 und 1,35. Ladungsverluste (durch Undichtheiten) verkleinern k scheinbar.

Ermittlung von k aus gegebenen Diagrammen I. Bd. S. 408. Rechnungswerte von p_c und T_c für verschiedene T_a, ε und k siehe vorst. Tafel.

3. Der Verbrennungs- und Ausdehnungshub.

Kennzeichnung nach Abb. 283 u. 284 und nach S. 244.

Die Zündung soll in **Verpuffungsmaschinen** so frühzeitig wirken, dafs in der innersten Kolbenstellung die ganze Ladung durchflammt ist und verpufft. Je nach Wärmewert, Reinheit, Temperatur und Verdichtung der Ladung, Kraft der Zündung, Form des Verbrennungsraumes und sonstigen praktischen Verhältnissen vollzieht sich die Entflammung und Verbrennung verschieden schnell, was namentlich durch die Lage der Verpuffungslinie im Diagramm zum Ausdruck kommt.

Unter der tatsächlich nie ganz zutreffenden Annahme einer augenblicklichen Verbrennung (bei unveränderlichem Rauminhalt) ist

$$p_z = \frac{p_c T_z}{T_c}; \qquad T_z = \frac{p_z T_c}{p_c} = T_c + \frac{Q_1}{c_v G_l}$$

oder auch $p_z = \frac{T_z G_l R_l}{v_1}$; $T_z = \frac{p_z v_1}{G_l R_l}$.

Abb. 283.

Diese Beziehungen bleiben auch bei verzögerter Verpuffung annähernd bestehen, wobei entsprechend

$$p_z' = \frac{p_c T_z' v_1}{T_c v_1'} = \frac{T_z' G_l R_l}{v_1'};$$

$$T_z' = \frac{p_z' T_c v_1'}{p_c v_1} = \frac{p_z' v_1'}{G_l R_l}.$$

Sofern p_z bzw. p_z' indizierten Diagrammen entstammen, geben die Gleichungen für T_z bzw. T_z' die wirklichen Temperaturen an; andernfalls müssen p_z bzw. T_z noch mit einem Koeffizienten τ multipliziert werden, der meistens mit η_g (S. 248) annähernd gleichwertig ist.

Im Augenblick der Ventileröffnung (Diagramm Abb. 282 S. 249) ist

$$p_e = p_z \left(\frac{v_1}{v'}\right)^k = \frac{p_z}{\delta^k}; \qquad T_e = T_z \left(\frac{v_1}{v'}\right)^{k-1} = \frac{T_z}{\delta^{k-1}};$$

oder $$p_e = \frac{T_e G_l R_r}{v'}; \quad T_e = \frac{p_e v'}{G_l R_r}.$$

Für genaue Ermittlungen ist statt $\delta \sim \varepsilon \sim \frac{v}{v_1}$ das wirkliche Ausdehnungsverhältnis $\delta' = \frac{v'}{v_1}$ zu setzen, wobei $\delta' \gtrless \varepsilon$ sein kann.

Abb. 284.

Erfahrungswerte von Verpuffungsmotoren:

$$T_z = 1500 \text{ bis } 2000^0, \quad p_z \text{ S. } 264,$$
$$T_e = 900 \text{ bis } 1300^0,$$
$$p_e = 2{,}5 \text{ bis } 5 \text{ at abs.}$$

Die wirklichen Auspufftemperaturen sind erheblich niedriger als T_e (bei Nennleistung meistens zwischen 300 und 450 ° C), da jene erst nach Druckausgleich und aufserhalb des Zylinders gemessen werden.

Der polytropische Exponent k der Ausdehnungskurve liegt gewöhnlich zwischen 1,30 und 1,5, zuweilen noch darüber. Starkes Nachbrennen der Ladung, ebenso hohe Wandungstemperaturen verkleinern k; Undichtheiten verursachen eine scheinbare Vergröfserung von k.

Beim **Gleichdruckverfahren** (Diagramm Abb. 284) ist abweichend vom vorhergehenden:

$$p_v \sim p_c; \qquad T_v = T_c + \frac{Q_1}{c_p\, G_l} = T_c \frac{v_2}{v_1} = T_c\, \varepsilon_1; \qquad T_v = \frac{p_v\, v_2}{G_l\, R_r};$$

$$p_e = p_v \left(\frac{v_2}{v'}\right)^k = \frac{p_v}{\delta^k}; \qquad T_e = T_v \left(\frac{v_2}{v'}\right)^{k-1} = \frac{T_v}{\delta^{k-1}}; \qquad T_e = \frac{p_e\, v'}{G_l\, R_r}$$

Auch hier ist $\delta' = \frac{v'}{v_2}$ das genaue Ausdehnungsverhältnis; gewöhnlich ist $\delta' < \varepsilon$.

4. Der Ausschubhub.

Nach 85 bis 90 % des Ausdehnungshubes beginnt das Auspuffventil sich zu öffnen; die Spannung sinkt dann von p_e auf p_r. Während des Druckausgleichs ist die Ausströmgeschwindigkeit der Abgase sehr grofs, etwa 800 bis 900 m/sk.*)

Aus der Strömungsenergie der Auspuffgase vom Gewicht G_a, nämlich

$$Q_a = \frac{G_a\, w^2}{427 \cdot 9{,}81 \cdot 2}$$

berechnet sich die durchschnittliche Geschwindigkeit

$$w \sim 91{,}2 \sqrt{\frac{Q_a}{G_a}} \text{ m/sk.}$$

Q_a bestimmt man am einfachsten aus der Wärmebilanz als deren Restglied oder durch Uebertragung der Abgaswärme auf Kühlwasser.

Der rücklaufende Kolben schiebt die Abgase ins Freie, wobei er den Gegendruck p_r des Strömungswiderstandes zu überwinden hat.

*) Vgl. Slaby, Kalorimetrische Untersuchungen, S. 191.

Durch rechtzeitige Eröffnung des Auslafsventils, grofse Weite und wenige Richtungswechsel der Ausströmwege u. dgl. ist p_r möglichst klein zu halten, um ein günstiges η_l zu bekommen (S. 250, Saughub). Schliefst das Auspuffventil zu früh oder zu schleichend, so tritt gegen Hubende eine plötzliche Zunahme von p_r ein, die den Lieferungsgrad des Saughubes und die Reinheit der Ladung sehr nachteilig beeinflufst (Steuerung, S. 273).

Erfahrungswerte: p_r S. 250. Temperatur der Abgase, am Auspuffventil gemessen, 550 bis 750⁰ abs., bei unvollkommener Verbrennung u. Umst. erheblich höher. Zusammensetzung der Abgase: etwa 10% CO_2, 5 bis 10% O, 80 bis 85% N. Von CO und anderen brennbaren Gasen (z. B. H_2, CH_4 usw.) sollen höchstens Spuren vorhanden sein.

C. Ermittlung der Hauptmafse D und s für die Nennleistung N_n.

a. Nach der Wärmetheorie.

Die inneren Arbeitsvorgänge einer Verbrennungskraftmaschine sind unberechenbaren Einflüssen unterworfen (Vollkommenheit der Mischung, Reinheit und Temperatur der Ladung, Wirksamkeit der Zündung, Form des Verdichtungsraumes, Höhe der Kühlungs- und Strahlungsverluste u. a.), die eine beträchtliche Abweichung zwischen dem theoretischen und dem indizierten Spannungsdiagramm herbeiführen. Man kommt deshalb mit den bekannten wärmemechanischen Gleichungen für den mittleren Kolbendruck nicht zu brauchbaren Konstruktionsverhältnissen.

b. Nach dem Bedarf an Verbrennungsluft.

Es empfiehlt sich, die Hauptmafse auf Grund des Luftverbrauches zu ermitteln, wobei die Eigentümlichkeiten aller Brennstoffe beachtet werden können und nur wenige, genügend feststehende Erfahrungskoeffizienten benötigt werden.*)

Es sei nachstehend

C_h der Kraftstoffverbrauch eines Saughubes bei der Nennleistung N_n in cbm bzw. kg,

L der praktische Luftbedarf für 1 cbm bzw. 1 kg Kraftstoff (0⁰ C und 735,5 mm Q.-S.),

L_h der praktische Luftbedarf eines Hubes bei der Nennleistung N_n in cbm (0⁰ C und 735,5 mm Q.-S.),

C, C_s, h ($\mathfrak{H}$), v_0, η_w, η S. 244.

Dann ist für Viertaktmotoren übereinstimmend mit S. 248 allgemein

$$C_s = \frac{N_n \cdot 75 \cdot 3600}{h\,(\mathfrak{H})\,\eta_w \cdot 427} = \frac{632\,N_n}{h\,(\mathfrak{H})\,\eta_w}; \qquad C_h = \frac{N_n \cdot 75 \cdot 60 \cdot 2}{h\,(\mathfrak{H})\,\eta_w n\, 427} = \frac{21\,N_n}{h\,(\mathfrak{H})\,\eta_w n};$$

$$L_h = \frac{C_s L}{30\,n} = \frac{632\,N_n L}{30\,h\,(\mathfrak{H})\,\eta_w n} = \frac{21\,N_n L}{h\,(\mathfrak{H})\,\eta_w n}.$$

*) Vgl. Güldner, Berechnung der Hauptmafse der Verbrennungsmotoren. Z. d. V. d. I 1902 S. 606.

Für Zweitaktmotoren sind die rechten Seiten der letzten beiden Gleichungen mit 2 zu dividieren, weil bei ihnen auf jede Umdrehung ein Saughub der Pumpen kommt.

Es ist zu beachten, dafs L_h von dem Lieferungsgrad η_l des Saughubes abhängt, also gröfsere D oder s verlangt, wenn η_l schlechter wird (S. 250).

1. Motoren für gasförmige Brennstoffe. Die während eines Saughubes in den Zylinder gelangende Ladung ist $= C_h + L_h$ cbm und erfordert einen Kolbenhubraum

$$v_0 = \frac{\pi D^2 s}{4} = \frac{C_h + L_h}{\eta_l} = \frac{N_n \cdot 75 \cdot 60 \cdot 2}{\mathfrak{H}\, \eta_w\, n\, \eta_l\, 427} + \frac{N_n\, L \cdot 75 \cdot 60 \cdot 2}{\mathfrak{H}\, \eta_w\, n\, \eta_l\, 427};$$

$$v_0 = \frac{N_n \cdot 75 \cdot 60 \cdot 2 \cdot (1 + L)}{\mathfrak{H}\, \eta_w\, n\, \eta_l\, 427} = \frac{21\, N_n \cdot (1 + L)}{\mathfrak{H}\, \eta_w\, n\, \eta} \text{ cbm.}$$

Von den drei veränderlichen Hauptwerten ist danach für Viertaktmotoren (D und s in m)

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 21\, N_n\, (1 + L)}{\mathfrak{H}\, \pi\, \eta_w\, n\, s\, \eta_l}} = \sqrt{\frac{27\, N_n\, (1 + L)}{\mathfrak{H}\, \eta_w\, n\, s\, \eta_l}};$$

$$s = \frac{27\, N_n\, (1 + L)}{\mathfrak{H}\, \eta_w\, n\, D^2\, \eta_l}; \qquad n = \frac{27\, N_n\, (1 + L)}{\mathfrak{H}\, \eta_w\, s\, D^2\, \eta_l}.$$

Heizwert (H), kleinster Luftbedarf (L) und praktische

Die eingeklammerten Gewichtseinheiten in den Spaltenköpfen 1 bis 9 gelten für die flüssigen (und festen) Brennstoffe	1 Unterer Heizwert für 1 cbm (kg) H WE	2 Luftbedarf theoretisch L_0 für 1 cbm (kg) cbm	3 wirklich L für 1 cbm (kg) cbm
Leuchtgas arm	4 500	5,0	7,5
Leuchtgas gewöhnlich	5 000 5 500	bis	bis
Leuchtgas reich	6 000	6,0	9,0
Kraftgas bezogen auf Anthrazit	7 500	—	—
bezogen auf dessen Gas	1 250	0,9 bis 1,1	1,5
Kraftgas bezogen auf Kokse	7 000	—	—
bezogen auf deren Gas	1 150	0,85 bis 1,0	1,25
Kraftgas bezogen auf Braunkohlenbriketts	4 800	—	—
bezogen auf deren Gas	1 150	0,9 bis 1,0	1,3
Hochofengas (Gichtgas)	950	0,75	0,9 bis 1,0
Koksofengas	4 500	5,3	7,0
Petroleum (Verpuffungsmotor)	10 500	11,5	16 bis 22
Rohöl (Gleichdruckmotor)	10 000	11,0	18 „ 20
Benzin (Benzol u. dgl.)	11 000	11,5	15 „ 17
Rohspiritus von 90 Vol.-Proz.	5 700	6,0	8 „ 12

2. **Motoren für flüssige Brennstoffe.** Bei diesen ist C_h verglichen mit L_h verschwindend klein, so dafs ohne weiteres gesetzt werden kann

$$v_0 = \frac{\pi D^2 s}{4} = \frac{L_h}{\eta_l} = \frac{21\,N_n L}{h\,\eta_w\,n\,\eta_l},$$

woraus sich für Viertaktmotoren jede der drei Veränderlichen ergibt zu

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 21 \cdot N_n L}{\pi h\,\eta_w\,n\,s\,\eta_l}} = \sqrt{\frac{27\,N_n L}{h\,\eta_w\,n\,s\,\eta_l}};$$

$$s = \frac{27\,N_n L}{h\,\eta_w\,n\,D^2\,\eta_l}; \qquad n = \frac{27\,N_n L}{h\,\eta_w\,s\,D^2\,\eta_l}.$$

Hierin sind nur die Wirkungsgrade η_w und η_l der Schätzung überlassen, wobei jedoch reichliche Erfahrungswerte vorliegen, z. B. für η_w in Tafel unten und für η_l auf S. 250; der Luftbedarf L ergibt sich aus der Tafel unten. Die Abhängigkeit des Lieferungsgrades η_l von dem Barometerstande wird mit Hülfe der Tafel auf S. 250 berücksichtigt. Ist für einen bestimmten Betriebsort das barometrische Verhältnis $\frac{b}{760} = x$, so vermindert sich die erreichbare höchste indizierte Maschinenleistung von $N_{i\,max}$ auf $x\,N_{i\,max}$ PS und die normale nutzbare Höchstleistung $N_{e\,max} = N_{i\,max} - N_r$ (wenn N_r die gesamten Eigenwiderstände der Maschine ausdrückt) auf ungefähr $N_e'{}_{max} = x\,N_{i\,max} - N_r$ PS.

Ausnutzung (η_w) der motorischen Brennstoffe.

4		5		6		7		8		9	
Brennstoffverbrauch C für 1 PSe/st bei Nennleistung (bezogen auf 735.5 mm Q.-S. und 15°), wenn die Nennleistung N_n =											
5 PSe		10 PSe		25 PSe		50 PSe		100 PSe		200 PSe u. mehr	
C cbm (kg)	η_w	C cbm (kg)	η_w	C cbm (kg)	η_w	C cbm (kg)	η_w	C cbm (kg)	η_w	C cbm (kg)	η_w
0,63	0,22	0,58	0,24	0,54	0,26	0,525	0,27	0,5	0,28	0,485	0,29
0,57	0,22	0,52	0,24	0,48	0,26	0,47	0,27	0,45	0,28	0,435	0,29
0,52	0,22	0,48	0,24	0,44	0,26	0,43	0,27	0,42	0,28	0,40	0,29
0,475	0,22	0,44	0,24	0,40	0,26	0,39	0,27	0,4	0,28	0,365	0,29
—	—	0,58	0,15	0,50	0,17	0,45	0,19	0,40	0,21	0,38	0,22
—	—	2,7	0,19	2,4	0,21	2,2	0,23	2,1	0,24	2,0	0,26
—	—	0,65	0,14	0,56	0,16	0,50	0,18	0,45	0,20	0,41	0,22
—	—	2,9	0,19	2,6	0,21	2,4	0,23	2,3	0,24	2,2	0,25
—	—	—	—	0,73	0,18	0,67	0,20	0,63	0,21	0,60	0,22
—	—	—	—	2,5	0,22	2,4	0,23	2,3	0,24	2,2	0,25
—	—	—	—	—	—	2,8	0,24	2,65	0,25	2,55	0,26
—	—	—	—	—	—	0,60	0,23	0,55	0,26	0,25	0,27
0,50	0,12	0,46	0,13	0,40	0,15	—	—	—	—	—	—
0,24	0,26	0,22	0,29	0,20	0,32	0,19	0,33	0,185	0,34	0,185	0,34
0,29	0,20	0,26	0,22	0,25	0,23	—	—	—	—	—	—
0,48	0,23	0,45	0,25	0,43	0,26	—	—	—	—	—	—

c. Nach praktischen Leistungskoeffizienten.

Vorläufigen Ermittlungen und Vergleichsrechnungen können folgende Erfahrungswerte der spezifischen Leistung ausgeführter Motoren zugrunde gelegt werden. Diese beziehen sich auf die Nennleistung N_n von einfachen Viertaktmotoren, erlangen also bei der Höchstbelastung einen dem Kraftüberschufs (S. 245) entsprechenden gröfseren Wert. Anwendung auf doppeltwirkende Viertaktmaschinen sowie auf Zweitaktmotoren s. unten.

Leistungskoeffizienten für Viertaktmaschinen bei Nennleistung.

Angenommen $\eta_m = 0{,}80$	p_i kg/qcm	$p_n = p_i \eta_m$ kg/qcm	$L_0 = \frac{10\,000\, p_n}{4}$ mkg	$V_0 = \frac{75}{L_0}$ cbm	$z = 0{,}8725\, p_n$	Vergleichswerte bez. auf Leuchtgas
Leuchtgasmotor . .	5,50	4,4	11 000	0,0070	3,85	1,00
Kraftgasmotor . . .	4,75	3,8	9 500	0,0080	3,30	0,86
Gichtgasmotor . . .	4,50	3,6	9 000	0,0083	3,15	0,82
Benzinmotor	5,00	4,0	10 000	0,0075	3,50	0,90
Petroleummotor . . .	3,85	3,1	7 700	0,0097	2,7	0,70
Spiritusmotor . . .	3,85	3,1	7 700	0,0097	2,7	0,70
Gleichdruck-Oelmotor	7,00	5,6	14 000	0,0055	4,9	1,27

Benutzung der Koeffizienten. Bezeichnungen nach S. 244.

$$p_i)\quad N_n = \frac{p_i\,\eta_m \frac{\pi D^2}{4}\frac{s n}{30}}{4 \cdot 75} = \frac{p_i\,\eta_m\,F c}{300} = \frac{p_i\,\eta_m\,V_s}{300}\ \text{PSe}, \quad \text{hierin ist}$$

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4}\frac{s n}{30} = F c$$ der sekundliche Kolbenhubraum in cbm.

Wärmetheoretische Ableitung von p_i auf S. 248.

$$p_n)\quad N_n = \frac{p_n \frac{\pi D^2}{4}\frac{s n}{30}}{4 \cdot 75} = \frac{p_n F c}{300} = \frac{p_n V_s}{300}\ \text{PSe},$$

$$p_n = p_i\,\eta_m = \frac{300\,N_n}{F c} = \frac{300\,N_n}{V_s}$$ der mittlere nutzbare Kolbendruck der reibungsfreien Maschine in kg/qcm.

$$L_0)\quad N_n = \frac{L_0 \frac{\pi D^2}{4}\frac{s n}{30}}{75} = \frac{L_0 F c}{75}\ \text{PSe}, \quad L_0 = \frac{75\,N_n}{F c}$$ die spezifische Leistung auf 1 cbm sekundlichen Hubraum in mkg/sk,

$$V_0)\quad N_n = \frac{\frac{\pi D^2}{4}\frac{s n}{30}}{V_0} = \frac{F c}{V_0}\ \text{PSe}, \quad \text{wenn } V_0 = \frac{\frac{\pi D^2}{4}\frac{s n}{30}}{N_n} = \frac{F c}{N_n} = \frac{75}{L_0}$$ der sekundliche Kolbenhubraum in cbm für 1 PSe Nennleistung.

z) $N_n = z\, D^2 s n$ PSe; hierin ist die Unveränderliche

$$z = \frac{p_n \pi\, 1000}{60 \cdot 75 \cdot 4 \cdot 2} \text{ aus der Hauptgleichung } N_n = \frac{p_n \pi\, D^2 s n}{60 \cdot 75 \cdot 4 \cdot 2},$$

also auch $z = 0{,}8725\, p_n$.

Das erforderliche Hubvolumen ist für doppeltwirkende Viertaktmotoren nur halb so grofs, als oben für den einfachen Viertakt ermittelt. Für langsamlaufende einfache und doppeltwirkende Zweitaktmotoren mit eigener Spülpumpe kann die spezifische Leistung um das 1,75- bzw. 3,5fache gröfser angenommen werden.

D. Ausführungsarten.

a. Stehende Viertaktmaschinen.

Bauarten mit oben gelagerter Kurbelwelle (Bockmaschinen) sind nur als langsamlaufende Kleinmotoren noch anzutreffen; für gröfsere Leistungen und Geschwindigkeiten kommt die tiefe Kurbellage zur Anwendung (Standmaschinen). Im eigentlichen Grofsmotorenbau wird die stehende Bauart nur mehrzylindrig, hauptsächlich als Gleichdruckölmaschine, benutzt, wobei die Zylinderleistung selten über 200 PSe geht.

1. **Bockmotor** mit obenliegender Kurbel. Zylindrische oder prismatische Gestellform. Nur für kleine Leistungen und mäfsige Geschwindigkeit brauchbar; Grenze bei $N_n = 5$ bis 6 PSe, $n = 200$ bis 220 u/min. Hubverhältnis $s : D = 1{,}6$ bis 2,0; Bauhöhe bis Lagermitte 4 bis 4,5 s, Seitenlänge der quadratischen Grundplatte 4,5 bis 5 D.

Gebräuchliche Anordnungen. Einlafsventil und Zündung vorn, Auspuffventil seitlich oder beide Ventile gleichachsig übereinander in gemeinsamem Gehäuse an der vorderen Gestellwand, wobei gewöhnlich nur der Auslafskegel durch unrunde Scheiben (Daumen) gesteuert wird. Offene (d. h. ungesteuerte) Glührohrzünder; Geschwindigkeitsregelung durch Aussetzer, Pendelregler vom Auslafsgestänge mitbewegt.

2. **Kastenmotor** mit untenliegender Kurbel, entweder ganz geschlossen (Kapselmaschinen) oder seitlich offen; hauptsächlich für kurzen Hub und hohe Umlaufzahlen geeignet, daher bei gröfseren ortfesten Maschinen nur wenig gebräuchlich, hingegen als geschlossene Fahrzeugmotoren sehr verbreitet.

Hubverhältnis $s : D = 0{,}75$ bis 1,50; Höhe der Kurbelwelle von Unterfläche des Kastens bzw. der Grundplatte 0,7 bis 1 s, über Flur je nach Motorgröfse und Schwungraddurchmesser 400 bis 600 mm (durch Steinsockel oder gufseisernen Untersatz herzustellen); ganze Bauhöhe von Kastenunterfläche 5,5 bis 6,5 s. Seitenlänge der Grundplatte 3,5 bis 4,5 D.

Gebräuchliche Anordnungen. Auslafsventilgehäuse am Zylinder befestigt (bei Kleinmotoren mit diesem aus einem Stück) und von unten gesteuert. Einlafsventil entweder gleichachsig über dem Auslafsventil oder im Zylinderdeckel. Steuerung der obenliegenden Ventile und Zünder etwas umständlich, daher häufig selbsttätiges Einlafsventil und Zündkerzen. Kurbelkammer zuweilen mit Schmieröl (Oelbad)

gefüllt. Bei dichter Einkapselung Ausgleichöffnungen vorsehen, um Herauspressen des Oeles aus den Kurbellagern durch die eingeschlossene Luft zu verhüten.

3. **A-Gestell-Maschinen.** Allgemeiner Aufbau nach Abb. 285. Diese bei Gleichdruckölmotoren allgemein gebräuchliche Gestellform läfst die

Anlafsventil
Einspritzventil
Einblasepumpe
Oeleinspritzventil
Einlafsventil
Auslafsventil
Treibölpumpe
a
a Schmierpumpe

Abb. 285.

untere Kolbenseite und das Kurbelgetriebe zugängig, ist bei gleicher Festigkeit und Steifigkeit leichter als das Kastengestell und eignet sich auch durch seine sonstigen Eigenschaften besser als dieses für gröfsere Ausführungen.

Die Ventile liegen meistens im Zylinderdeckel; sie werden dann gewöhnlich durch eine am Zylinder gelagerte Steuerwelle betätigt, die durch eine senkrechte Zwischenwelle von der Kurbelachse aus angetrieben wird. Bei Mehrzylindermaschinen werden bis zu 6 zuweilen auch 8 dieser A-Gestelle auf einer gemeinsamen Grundplatte errichtet.

b. Liegende Viertaktmaschinen.

Statt der früheren freihängenden Arbeitszylinder benutzt man jetzt allgemein in den Rahmen eingebaute oder (bei doppeltwirkenden Maschinen) durch Füfse gestützte Zylinder. Bei kleinen und mittelgrofsen Modellen fehlt die Geradführung, während die eigentlichen Grofsgasmaschinen durchweg besondere Kreuzköpfe erhalten. Die gebräuchlichen Tauchkolben sind so lang, dafs der Flächendruck durch das Eigengewicht kaum 0,05 kg/qcm, d. h. noch nicht 2 % des zulässigen Gleitbahndruckes beträgt. Unrundlaufen der liegenden Zylinder wird also hauptsächlich durch den Geradführungsdruck verursacht.

Marktgängige liegende Motoren sind stets rechts gebaut, d. h. von der vorderen, Steuerwellenseite aus gesehen, liegt die Kurbelwelle rechts.

1. **Einfachwirkende Maschinen.** Allgemeiner Aufbau im wesentlichen entsprechend Abb. 286 (Gebr. Körting): Wassermantel auf der ganzen Länge in den Rahmen verlegt. Einsatzzylinder von links ein-

Abb. 286.

a = Einlafsventil
b = Auslafsventil
c = Mischventil
d = Abgase
e = Gas
f = Luft
g = Zünder.

Abb. 287.

a = Einlafsventil b = Regelventil c = Gas- d = Luftkanal e = Kühlwassereintritt f = Auslafsventil g = Wasserzuflufs für Kolbenkühlung.

gebaut und durch den Zylinderdeckel gehalten; äufseres Büchsenende durch Stopfring abgedichtet. Einlafsventil sitzt gleichachsig über dem Auslafsventil im Zylinderdeckel, beide durch Winkelhebel und Uebertragungsgestänge gesteuert. Vor dem Einlafsventil ein selbsttätiges Mischventil, zwischen ihnen eine vom Regler verstellbare Drosselklappe. Regelung durch Abdrosseln der Ladungsmenge. Elektrische Abreifs-

zündung. Für Motoren über 20 PSe im Zylinderboden ein meistens von Hand bedientes Anlafs-Druckluftventil.

2. **Doppeltwirkende Maschinen** kommen für Zylinderleistungen über 250 oder 300 PSe zur Ausführung, vorzugsweise in Reihen-(Tandem-) Anordnung, selten als Einzylinder- oder Zwillingsmaschinen. Die Ueberlegenheit der Doppelwirkung beruht in der höheren spezifischen Leistungsfähigkeit, dem besseren Gleichgang (S. 275) und in der besonderen Geradführung; unerwünscht ist die gröfsere Baulänge und vielteilige Bauart, ferner der gröfsere Kühlwasser- und Schmierölverbrauch sowie die erschwerte Zugänglichkeit der inneren Zylinderräume und des Kolbens; bis 500 oder 600 PS Maschinenleistung sind deshalb einfachwirkende Mehrzylindermotoren gewöhnlich vorteilhafter. Die bestehenden Bauarten unterscheiden sich hauptsächlich in der Durchbildung ihrer Ventile, Steuerung und Regelung; ein Ausführungsbeispiel gibt Abb. 287 S. 261.

c. Mehrzylinder-Bauarten.

Mehrzylinderanordnungen werden vorwiegend bei Leistungssteigerung und höheren Anforderungen an den Gleichgang erforderlich. Jeder Zylinder arbeitet für sich nach einem der auf S. 242 u. 243 gekennzeichneten Verfahren bzw. Takte. Die Leistungsgrenze hängt nur von derjenigen des Einzylindermotors ab.

1. **Stehende Mehrzylindermaschinen** mit Kasten- oder **A**-Gestellen und 2 bis 6 (bei schnellaufenden Fahrzeugmotoren bis 8) dicht nebeneinanderliegenden Zylindern; Anordnung der Steuerung, Ventile, Regelung, Zündung usw. wesentlich mit den betr. Einzylindermodellen übereinstimmend. Kurbelversetzung bei einfachwirkenden

Viertaktmaschinen mit	2	3	4	6	8 Zylindern
in der Regel	360	240	180	120	90°
ebenso Zündungsabstand	360	240	180	120	90° Kurbelbahn.

Der bei Zwillingsmaschinen auch anzutreffende Kurbelwinkel von 180° liefert ein ungünstigeres Drehmoment (Zündungsabstand abwechselnd 540 und 180°), für denselben Ungleichförmigkeitsgrad also ein schwereres Schwungrad (S. 275), bietet aber Vorteile durch besseren Massenausgleich (Fortfall der Gegengewichte) und die Gegenläufigkeit des Kolbenpaares (kleine Druckschwankungen in dichten Einkapselungen).

Gröfste Ausführung bei stehenden Rohölmotoren etwa 1200 PS in 6 Zylindern bei 150 u/min.

2. **Liegende Mehrzylindermaschinen.** Gebräuchliche einfach wirkende Ausführungsformen:

α) **Zwillingsmotor.** Gewöhnlich mit gleichläufigen Kolben, wobei der Zündungsabstand der beiden Zylinder 360°; Gleichgang ungefähr wie bei einfachwirkenden Tandem- oder Zweitaktmaschinen. Als sog. Doppelmotoren auch mit gegenläufigen Kolben; Zündungsabstand ungleichmäfsig, abwechselnd 180 oder 540°. Gleichgang ungefähr wie beim doppeltwirkenden Viertakt, um 35 bis 40% besser wie Einzylindermotoren (S. 275); guter Massenausgleich.

β) **Tandemmotor** (Reihenmotor). Zündungsabstand beider Zylinder 360° Kurbelbahn, daher auf jede Umdrehung wechselweise eine Ver-

brennung. Gleichgang wie einfachwirkende Zweitakt- oder Zwillingsmaschinen (S. 275). Hinterzylinder verlangt wegen der ungleichen Wärmeausdehnung besonders sorgfältige Verbindung mit dem Rahmen und sehr genaue Aufstellung. Kühlen und sicheres Abdichten der durch einen Verbrennungsraum gehenden Kolbenstange noch etwas schwierig; grofse hin und her gehende Massen, grofse Baulänge. Nur noch wenig gebräuchliche Anordnung.

Für doppelt wirkende Motoren bestehen an Mehrzylinderarten:

γ) **Tandemanordnung.** Zündungsabstand in den 4 Zylinderenden 180°, also auf jeden Hub eine Verbrennung. Gleichgang wie beim doppelt wirkenden Zweitakt (S. 275). Bevorzugte Bauart für doppeltwirkende Maschinen wegen der günstigen Getriebeausnutzung und billigen Ausführung. Im übrigen gelten die baulichen Anmerkungen wie zu β).

δ) **Zwillingsanordnung** mit gleichläufigen oder gegenläufigen Kolben. Zündungsabstand 180°; Gleichgang wie Bauart γ). Ausführung teurer und Raumbedarf gröfser als bei Tandemmaschinen, daher nicht mehr häufig anzutreffen.

ε) **Tandem-Zwillingsanordnung** als Vereinigung von Bauart γ) mit δ).

Die günstige Getriebe- und Raumausnutzung der doppeltwirkenden Tandem- und Zwillings-Tandemmaschinen sowie der regelmäfsige Verlauf ihrer Kurbeldrehkräfte haben diese Bauarten für grofse Leistungen fast zur Alleinherrschaft gebracht.

d. Zweitaktmaschinen.

Bei Grofsgasmaschinen saugen eigene Ladepumpen Luft und Gas an und schieben sie mit 0,15 bis 0,3 at Ueberdruck am Ende des Ausdehnungshubes in den Hauptzylinder, wobei zugleich der Rest der vorher entspannten Abgase ausgespült wird. Um Rückzündungen und Gasverluste zu vermeiden, wird allgemein mit Voreinführung der Luft ausgespült. In dem Hauptzylinder wird danach das Gemisch wie bei Viertaktmaschinen verdichtet, entzündet und zur Ausdehnung gebracht. Infolge dieser Teilung der Lade-, Entlade- und Ausnutzungsvorgänge auf zwei Zylinderräume läfst sich das Arbeitsspiel mit 360° Zündungsabstand durchführen, der sich bei Doppelwirkung auf 180° Kurbelbahn vermindert.

Bei Kleinmotoren wird entweder das äufsere Zylinderende oder ein das Kurbelgetriebe dicht einschliefsendes Gehäuse als Ladepumpe benutzt; letztere Art besonders für flüssige Brennstoffe gebräuchlich, wobei die Gehäusepumpe nur Luft zu fördern hat.

Infolge der um 70 bis 90 % höheren spezifischen Leistung und des erheblich besseren Gleichganges (S. 275) ist der Zweitakt für grofse Maschinen dem einfachen Viertakt überlegen; dazu kommt bei Schiffsmaschinen die leichtere Umsteuerbarkeit, die in den letzten Jahren den Zweitakt besonders bei Grofsölmotoren vielfach zur Anwendung gebracht hat. Wärmetheoretisch sind beide Arbeitsverfahren gleichwertig. Nachteile des Zweitaktmotors gegenüber der Viertaktmaschine sind die zusammengesetztere und daher teurere Bauart, die Beschränkung in der Umlaufzahl und der etwas schlechtere mechanische Wirkungsgrad; für

grofse Leistungen werden deshalb jetzt die doppelt wirkenden Viertaktmaschinen wieder bevorzugt.

E. Einzelteile.

Für das Entwerfen und Berechnen der baulichen Einzelteile von Verbrennungskraftmaschinen gelten grundsätzlich die allgemeinen Konstruktionsregeln für die Maschinenteile; die folgenden besonderen Erfahrungswerte sind also eine Ergänzung des 6. Abschn., Maschinenteile, im I. Bande.

a. Allgemeines.

Die höchsten Arbeitsspannungen betragen 20 bis 30 at bei Verpuffungsmaschinen, 33 bis 40 at bei Gleichdruckmotoren, sind also mindestens 3 mal so hoch als die üblichen Eintrittsspannungen in der Dampfmaschine. Diese Anfangsspannung p_z bestimmt sämtliche statischen Verhältnisse, obschon sie nur bei jedem vierten Kolbenhube auftritt und schnell wieder abnimmt.

Bei den Verpuffungsmaschinen steigt der Verbrennungsdruck plötzlich um das 3- bis 5 fache des unmittelbar vorausgegangenen Verdichtungsenddruckes an; das Triebwerk wird dadurch ganz unvermittelt zusätzlich belastet (Stofswirkung). Unvermeidliche und unberechenbare Zufälle (Frühzündungen, Gemischfehler usw.) können den Augenblick und die Stärke der Verpuffung beträchtlich und für die Beanspruchung ungünstig beeinflussen. Bei den Gleichdruckmaschinen ist die Spannungszunahme zwischen Verdichtungsende und Verbrennung verhältnismäfsig klein (etwa 4 bis 8 at), die Getriebebeanspruchung also günstiger.

Der Massenbeschleunigungs- und Verzögerungsdruck entlastet das Kurbelgetriebe von dem Verdichtungs- und Verbrennungsenddruck bei gewöhnlichen Betriebsmotoren um 4 bis 6 at, bei Kreuzkopfmotoren, Schnelläufern usw. um mindestens 6 bis 8 at, bei Tandembauarten sogar bis zu 15 at. Diese Entlastung ist jedoch von der Geschwindigkeit abhängig (z. B. beim Anlassen anfangs fast null) und deshalb bei statischen Berechnungen nicht von dem Höchstdruck P_z abzuziehen.

Bei neuen Entwürfen ist der Höchstdruck P_z nie bestimmt gegeben; er hängt aufser vom Wärmewerte des Brennstoffes (bzw. Ladungsgemisches) von Bau- und Betriebsverhältnissen ab. Der Sicherheit wegen und um in der Verwendung der Modelle unbehindert zu sein, berechnet man die Festigkeitsverhältnisse von vornherein für die den höchsten Verbrennungsdruck p_z liefernde Betriebsart.

Mit $p_z = 25$ at ist der höchste Kolbendruck für Verpuffungsmotoren

$$P_z = 25 \frac{\pi D^2}{4} = 19{,}7\,D^2 \sim 20\,D^2 \text{ kg}.$$

Für Gleichdruckmaschinen, deren p_z seit der Ausnutzung billigster Treiböle (Teeröl) von ursprünglich 33 at bereits bis auf 40 at und noch darüber gestiegen ist, ergibt sich der höchste Kolbendruck bei durchschnittlich $p_z \sim 38$ at etwa zu $P_z \sim 30\,D^2$.

Die zulässige Reibungsarbeit ist aus dem mittleren Kolbendruck p_m oder P_m eines vollen Viertaktspieles zu berechnen, wobei die

Unbestimmtheit und die grofsen Unterschiede der auftretenden Arbeitsspannungen mäfsige Flächenbeanspruchung (Druck $k \times$ Geschwindigkeit v) erfordern. Aus der Verbrennungsspannung p_z kann nur die auftretende höchste Flächenpressung k_{max} bemessen werden, u. zw. derart, dafs gänzliche Verdrängung der Oelschicht, besonders auf dem Kurbelzapfen, nie eintritt.

Beim ersten und vierten Hube eines Viertaktspieles werden die Zapfen aufser durch die Ansaug- und Ausschubwiderstände noch durch die Beschleunigungs- und Verzögerungsdrücke belastet. Während des zweiten und dritten Hubes gleichen sich die Massendrücke in den Verdichtungs- und Ausdehnungsspannungen aus, ohne den mittleren Zapfendruck zu beeinflussen.

Alle Höchstkräfte sollen grundsätzlich zentral aufgenommen und für stark belastete Einzelteile nur solche Formen gewählt werden, die eine klare Festigkeitsberechnung gestatten und versteckte Herstellungsfehler ausschliefsen.

b. Konstruktionsberechnung.

Die gangbaren Gestelle von Standmotoren lassen eine zentrale Aufnahme des Höchstdruckes P_z ziemlich sicher erreichen; bei liegenden Rahmen ist dies nur bei einigen, von den gebräuchlichen abweichenden Formen möglich. Stets sind die Hebelarme der unvermeidlichen Biegungskräfte möglichst klein zu halten; auch ist Verspannen beim Bearbeiten und Aufstellen durch genügende Steifigkeit der Konstruktion, zweckmäfsige Verteilung der Fundamentanker (an hochkantigen Wänden oder Rippen) und breite, ebene Auflagerflächen zu verhindern. Entlastung des Rahmens durch Fundament oder Sockel ist in den Festigkeitsberechnungen nie vorauszusetzen.

Kolben mit Pleuelstange werden bei stehenden Motoren meist nach oben ausgebaut; dies ist dann für die Höhe des Maschinenraumes mafsgebend.

Mittlerer Auflagerdruck aus Gewicht und etwaiger Massenwirkung höchstens die Hälfte der (I. Bd. S. 503 unter III) für k gegebenen Werte, unterhalb der Kurbellager von liegenden Rahmen womöglich nur $^1/_3\, k$.

1. **Bockgestelle.** Die reine Festigkeitsberechnung ergibt die Zylinder- und Mantelwandstärken für die Ausführung zu klein; mit Rücksicht auf die Giefserei und auf gelegentliches Ausbohren des Kolbenlaufes kann bei eingegossenem Zylinder

	Zylinderwand	Gestellwand
bis $D = 125$ mm	$\delta = 13$ bis 15 mm	$\delta' = 10$ mm
„ $D = 175$ „	$\delta = 16$ „ 18 „	$\delta' = 12$ „
„ $D = 200$ „	$\delta = 18$ „ 20 „	$\delta' = 13$ „
„ $D = 225$ „	$\delta = 20$ „ 23 „	$\delta' = 14$ „

gewählt werden, wobei die Zugbeanspruchung aus der Verpuffungsspannung in der Zylinderwand (ohne Rücksicht auf den Einflufs des Gestelles) nur rund 100 kg/qcm beträgt. Bei eingesetzten Zylinderbüchsen ist eine Verminderung ihrer Wandstärke zulässig.

Weite des Wasserraumes allgemein mindestens 3 cm; bei Bockgestellen bedingen schon die äufseren Formen und die Notwendigkeit

genügend festen Aufbaues viel weitere Manteläume. Zum Reinigen von Schlamm und Steinansätzen sind lösbare Kernlochschrauben oder besondere Putzlöcher vorzusehen.

Gröſse der Grundplatte nach S. 259.

2. **Kasten- und A-Gestelle.** Bei den kleinen Modellen liefern auch hier vorwiegend Gieſsereirücksichten die Wandungsstärken. Gebräuchliche Abmessungen sind

für $D =$	125	175	225	275	325	375 mm
etwa $\delta' =$	13	14	15	16	18	20 „ .

Nachzurechnen ist jedoch: α) die Zugbeanspruchung im kleinsten wagerechten Querschnitt des Gestelles (bzw. Wassermantels, wenn dieser mit dem Kasten aus einem Stück besteht und achsial durch P_z beansprucht wird). Wegen der unvermeidlichen Nebenkräfte sei hier $\sigma_z \leq 150$ kg/qcm; β) die Beanspruchung in den beiden vollen Kastenwänden am oberen Ende der Lagerausschnitte, wo die Zentralkraft $^1/_2 P_z$ eine Zugspannung und ein Biegungsmoment ergibt; rechnerische Gesamtspannung ≤ 175 kg/qcm; γ) die Biegungsbeanspruchung in den gefährlichen Querschnitten unterhalb der Kurbellager, für die möglichst $\sigma_b \leq 150$ kg/qcm; δ) die **A**-Gestelle der Gleichdruckmaschinen bedürfen einer besonders gründlichen Nachrechnung der meistbeanspruchten oberen Uebergangsstelle der beiden Gestellbalken, an denen neben der reinen Zugbeanspruchung aus P_z eine erhebliche Biegungsanstrengung aus einer am unteren Gestellfuſs wirkenden Seitenkraft auftritt.

3. **Rahmen** der liegenden Motoren. Die Schwerpunktachse (Nullachse) der senkrecht zur Kolbendruckrichtung liegenden Rahmenquerschnitte ist nahe an die Zylinderachse zu bringen, indem den Seitenwänden oder Rahmenarmen reichliche Höhe (möglichst hoch über die wagerechte Mittelebene) gegeben wird. Der Abstand dieser Schwerpunktachse des meistbeanspruchten Rahmenquerschnitts von der wagerechten Zylindermittelebene bleibt trotzdem bei den gebräuchlichen Guſsrahmen so groſs, daſs die Biegungsbeanspruchung selten weniger als die 2fache Zugbeanspruchung ausmacht Man nehme $\sigma_z + \sigma_b \leq 150$ bis 175 kg/qcm. Für die Kleinmotoren liefern die äuſsere Gestaltung und die Forderungen der Gieſserei schon solche Mindestwandstärken des Hohlgestelles, daſs damit auch den Festigkeitsbedingungen genügt wird.

Die Höhe der Kurbellager- und Zylindermitte über Flur soll bei kleinen Rahmen wegen der Bedienung nicht unter 700 mm, bei den gröſsten Modellen auſserdem hauptsächlich aus Festigkeitsrücksichten nicht über 1200 bis 1500 mm betragen.

Abmessungen der Kurbellager nach S. 270.

4. **Zylinder.** Die Gröſse des Verdichtungsraumes ist nach S. 251 zu berechnen. Aus dem Verdichtungsverhältnis ε ergibt sich die achsiale Höhe des auf den wirksamen Kolbenquerschnitt bezogenen Verdichtungsraumes $h = \frac{s}{\varepsilon - 1}$, wobei vorausgesetzt ist, daſs die nutzbare Verdichtungshubstrecke nicht erheblich von dem Kolbenhub s abweicht. Durchschnittlich ist das Gröſsenverhältnis $h : s$ (entsprechend

dem Verhältnis des gesamten Verdichtungsraumes zum Kolbenhubraum) bei Benzinmotoren ($p_c = 4$ at) $\sim 0{,}40$, bei Leuchtgasmotoren ($p_c = 7$ at) $\sim 0{,}25$, bei Sauggasmotoren ($p_c = 10$ at) $\sim 0{,}15$, bei Gichtgasmotoren ($p_c = 12$ at) $\sim 0{,}12$ und bei Gleichdruck-Rohölmotoren ($p_c = 35$ at) $\sim 0{,}07$ bis 0,08.

Form des Verdichtungsraumes nach S. 268.

Die **Wandstärke** δ_c der **Zylinderbüchse** ergibt sich aus der allgemeinen Bachschen Gleichung I des I. Bd. S. 604.

Da die Verpuffungsspannung p_z nur in dem durch den Flansch bedeutend verstärkten Verdichtungsraum auftritt, so kann k_z verhältnismäfsig hoch, bis zu ~ 225 oder 250 kg/qcm, gewählt werden. Es ergibt sich dann

für Verpuffungsmotoren mit $p_z = 25$ at rund $\delta_c = 0{,}050\,D$ cm,
„ Gleichdruckmotoren „ $p_z = 35$ at „ $\delta_c = 0{,}085\,D$ „

mit einem Zuschlag von 0,6 bis 1,5 cm für Kernverlagerung und späteres Nachbohren.

Aus praktischen Gründen sei jedoch, sobald $D \geqq 20$ cm,
für einstückige Zylinder $\delta_c \geqq 1{,}8$ cm, für Zylinderbüchsen $\delta_c \geqq 1{,}5$ cm.

Uebertriebene Wandstärke δ_c ist wegen des schwierigeren Dichtgiefsens und im Betriebe wegen der trägeren Kühlung nachteilig. Bei $D > 60$ cm kann δ_c zur Gewichtverminderung vom Verdichtungsraum aus allmählich bis auf etwa $0{,}02\,D + 1{,}0$ cm verkleinert werden.

Zylindermantel. Sofern achsiale Kräfte nicht aufzunehmen sind, sei für ortfeste Maschinen wegen des Giefsens

$$\delta_m \geqq 1{,}0 \text{ cm},$$

wobei auch bei den gröfsten vorkommenden Abmessungen der gewöhnliche Wasserleitungsdruck vom Mantel sicher ausgehalten wird. Bei Zylindern aus einem Stück wird häufig das Dichthalten des Innenzylinders durch Abdrücken des Wassermantels geprüft. Alsdann ist bei

$$\delta_m \sim 0{,}022\,D_a \text{ cm}$$

unter einem Probedruck von ~ 30 at die Beanspruchung

$$\sigma_z \sim 600 \text{ kg/qcm},$$

was für einmalige Kaltprobe zulässig ist.

Bei geteilten Zylindern hat der Mantel meist die volle achsiale Zugkraft P_z zu übertragen. Dabei soll sein

$$\sigma_z = \frac{P_z}{0{,}785\,(D_a^2 - D_i^2)} = \frac{P_z}{\pi\,(D_a - \delta_m)\,\delta_m} \leqq k_z.$$

Die Beanspruchung aus dem Gleitbahndruck des Kolbens ist bei den gebräuchlichen eingebetteten oder gestützten Zylindern so unbedeutend, dafs er bei sonst reichlich bemessenen Wandstärken δ_c und δ_m vernachlässigt werden kann. Sollen schwere Steuerungsteile mit dem Mantel verbunden werden, was jedoch zu vermeiden ist, so ist die Manteldicke δ_m angemessen zu verstärken. Der Uebergang zwischen Mantelenden und Flanschen verlangt wegen der auftretenden Biegungsspannungen gute Versteifung.

5. **Zylinderdeckel und Zylinderköpfe.** Erstere haben eine annähernd ebene oder einfach gekrümmte Form; letztere sind zusammengesetzt gestaltet, da sie die Hauptventile und einen grofsen Teil des Ver-

dichtungsraumes in sich aufnehmen. Grundforderungen für den Entwurf: α) Wärmetheoretisch zweckmäfsige Form des Verdichtungsraumes; β) richtige Anordnung der Durchbrechungen für die Ventile und Zünder; γ) in sich genügend nachgiebige, gefährliche Gufsspannungen vermeidende Gesamtform.

Die Festigkeitsberechnungen versagen bei den gebräuchlichen Ausführungsarten der Deckel und Köpfe; sie können höchstens einen ungefähren Anhalt für die kleinste Wandstärke geben. Aus bewährten Konstruktionen lassen sich für Zylinderköpfe folgende Erfahrungswerte als Anhalt ableiten:

Zylinderbohrung (D)	200	400	600	800	1000 mm,
Innenwand . . .	18—20	32—36	50—52	55—58	65—70 „ ,
Aufsenwand (Mantel)	13	22	26	30	35 „ ,
Flanschenstärke . .	26—28	45—48	70—75	85—90	100—110 „ .

Gröfse des Verdichtungsraumes nach S. 266.

Anzahl der Zylinderdeckelschrauben etwa

$$i = 0{,}15\,D + 4 \text{ bis } 0{,}25\,D + 4 \quad \text{(Bohrung } D \text{ in cm).}$$

Der tangentiale Schraubenabstand soll 175 bis 200 mm nicht überschreiten, um die Deckelliderung zu schonen.

6. **Kolben.** Für einfachwirkende Maschinen kommen nur Tauchkolben in Betracht. Ihre Länge L (Abb. 288) wird zunächst durch den gröfsten Gleitbahndruck N_{max} bestimmt, indem $k_{max} < k$. Genaue Berechnung von N I. Bd. Abschn. Maschinenteile unter „Kurbelwellen".

Wegen des gleichartigen Verlaufes ihrer Spannungsdiagramme besteht bei den Verbrennungskraftmaschinen ein nur wenig veränderliches Verhältnis zwischen N_{max} und P_z, und zwar ist bei der üblichen Schubstangenlänge ($\geqq 5\,r$) sowohl für Verpuffungs- als für Gleichdruckmotoren durchschnittlich $N_{max} \sim 0{,}10\,P_z$, womit die erforderliche Kolbenlänge wird

$$L \geqq \frac{0{,}10\,P_z}{D\,k}.$$

Zulässiger Flächendruck ohne Abrechnung der Ringnuten etwa $k = 1{,}25$ bis $1{,}5$ kg/qcm; doch gibt man mittleren Motoren, bei denen die gröfsere Kolbenlänge nicht stört, in der Regel erheblich kleinere k (bis 0,5 kg/qcm und darunter).

Durchschnittlich ist $L : D = 2{,}25$ (bei Kleinmotoren) bis höchstens 1,25 (bei Grofsmotoren). Uebertriebene Kolbenlänge ist wegen des erschwerten Einpassens, der ungleichen Wärmeausdehnung und der gröfseren Massen nachteilig.

Der Kolbenboden wird wegen der starken Erhitzung immer viel stärker bemessen, als die reine Festigkeitsberechnung z. B. nach S. 600 I. Bd. (Ebene Kreisplatte) fordern würde. Als Mindeststärke kann erfahrungsgemäfs gelten bei ungekühlten Gufseisenkolben:

$$\text{für Verpuffungsmaschinen } \delta \geqq 0{,}11\;D \text{ cm,}$$
$$\text{„ Gleichdruckmaschinen } \delta \geqq 0{,}135\,D \text{ „ .}$$

Einflufs der Rippen s. unten.

Die gröfste Wandstärke des Kolbenmantels sei ungefähr

$$\delta_1 \sim \frac{D}{30} + t + 1{,}0 \text{ cm}; \quad \delta_0 \sim {}^1/_2\,\delta_1 \text{ bis } {}^1/_3\,\delta_1.$$

Statt der allmählichen Verminderung von δ_1 auf δ_0 wird bei grofsen Kolben die Wandstärke auch hinter dem Bolzensitz abgestuft.

Wegen der Wärmeausdehnung ist der Kolbendurchmesser vom äufseren Ring an um 0,2 bis 0,5 % zu verjüngen; also $D_0 = 0{,}998$ bis $0{,}995\,D$. Das genaue Ausdehnungsmafs mufs durch Versuch ermittelt werden.

Bolzen möglichst auf halber Länge des tragenden Kolbenteiles; Abweichungen hiervon haben ungleiche Verteilung von k zur Folge.

Abb. 288.

Kolben über 20 cm Durchm. erfordern zweckmäfsige Rippenversteifung, die zugleich der Wärmeableitung dient. Bis etwa $D = 50$ cm genügen 4 bis 6 radiale Bodenrippen und je eine Stützrippe unter den Bolzensitzen (Abb. 288). Für erheblich gröfsere Durchmesser sind die Radialrippen wenigstens auf der unteren Hälfte bis zum Kolbenende zu führen (in Abb. 288 gestrichelt angegeben), und der Mantel ist zudem noch durch Querrippen oder Innenringe zu versteifen. Reichlich angebrachte Rippen unterstützen auch die Kolbenkühlung.

Der Anteil der Rippen an der Kolbenfestigkeit ist wegen der Nebenspannungen (Wärmeausdehnung, Gufsspannungen usw.) nicht zu hoch zu schätzen. Um die Wärmeableitung vom Kolbenboden zu der gekühlten Zylinderwandung zu fördern, sind den Rippen reichliche Uebergangsflächen an dem Kolbenmantel zu geben. Gröfsere, stark erhitzte Tauchkolben, z. B. von Gleichdruckmotoren, erhalten oft auswechselbare Bodenstücke.

Doppeltwirkende Verbrennungskraftmaschinen benutzen wassergekühlte Scheibenkolben. (I. Bd. Maschinenteile: Scheibenkolben.)

Kolbenbolzen. Mit Bezug auf Abb. 288 sei aus Festigkeitsrücksichten

$$d \geqq \sqrt[3]{\frac{p_z D^2 l_0}{400}} \text{ cm, wobei } k_b < 800 \text{ kg/qcm.}$$

Der höchste Flächendruck $\frac{P_z}{d\,l}$ sei etwa 125 kg/qcm; für letztgenannten Wert ist die erforderliche kleinste Bolzenlänge

$$\text{für Verpuffungsmaschinen } (p_z \sim 25 \text{ at})\; l \geqq \frac{0{,}16\,D^2}{d} \text{ cm,}$$

$$\text{„ Gleichdruckmaschinen } (p_z \sim 35 \text{ at})\; l \geqq \frac{0{,}24\,D^2}{d} \text{ „ .}$$

Kolbenringe. Motorenkolben erhalten stets s c h m a l e Ringe in gröfserer Anzahl; die allgemeinen Formeln liefern hierfür viel zu starke Abmessungen.

Man nehme die radiale Ringstärke

$$s = r_m \frac{\sqrt{k_b}}{560} \text{ cm (nach Reinhardt)*) mit } k_b \sim 1000 \text{ kg/qcm},$$

wenn $r_m = \frac{D - s}{2}$ den mittleren Ringhalbmesser bezeichnet, außerdem die achsiale Ringbreite

$b = 1{,}25$ bis $3/4\,s$. Anzahl der Ringe 4 bis 6, bei Gleichdruckmaschinen bis 8 Stück.

Im übrigen mit Beziehung auf Abb. 288

$$a \geqq 1{,}0 \text{ bis } 1{,}3\,\delta;\quad c \geqq b,\quad t = s + 0{,}05 \text{ bis } s + 0{,}2 \text{ cm}.$$

Der Spielraum zwischen Kolbenring und Nutengrund soll also möglichst klein gehalten werden.

Zur Schonung der Liderungsflächen und Verminderung der Kolbenreibung verlegt man zuweilen 1 bis 2 Ringe an das äufsere Kolbenende, wodurch zugleich eine gleichmäfsigere Abnutzung der Zylinderbohrung und gute Verteilung des Schmieröls auf dem Kolbenmantel erreicht wird.

7. **Kurbelgetriebe.** Allgemeines über Bewegungs-, Kraft- und Arbeitsverhältnisse I. Bd. Abschn. Maschinenteile unter „Kurbeltrieb".

Aus durchschnittlichen Indikatordiagrammen ergibt sich:

für Verpuffungsmotoren

größtes Drehmoment nach etwa 35° Kurbelbahn,
zugehöriger Kolbendruck $P_t \sim 0{,}60\,P_z$ oder 15 kg/qcm Kolbenfläche,
„ Tangentialdruck $T_{max} \sim 0{,}40\,P_z$ „ 10 „ „ ,

für Gleichdruckmotoren

größtes Drehmoment nach etwa 35° Kurbelbahn,
zugehöriger Kolbendruck $P_t \sim 0{,}88\,P_z$ oder 30 kg/qcm Kolbenfläche,
„ Tangentialdruck $T_{max} \sim 0{,}60\,P_z$ „ 20 „ „ .

Kurbelwelle. Stirnkurbeln sind wegen ihrer Vielteiligkeit und einseitigen Lagerung unzweckmäfsig. Die gebräuchlichen gekröpften Wellen erhalten aufser den beiden Rahmenlagern von etwa 10 bis 15 PS_e an allgemein noch ein drittes Lager.

Für gewöhnliche Ausführungen genügt es, den Kurbelzapfen und die Kurbelarme für die während der Verbrennung wirkenden Kräfte aus P_z zu berechnen, die hier die gröfste Beanspruchung liefern. Bei dem übertragenden Lagerzapfen sind die im Augenblick des gröfsten Drehmomentes, nach 10 bis 12 % Ausdehnungshub, wirkenden Kräfte mafsgebend. Eine Untersuchung der in dieser Kurbelstellung auch in den beiden Armen auftretenden Spannungen ist geboten, sobald das Gewicht oder der Abstand fliegender Schwungräder ungewöhnlich grofs ist, oder wenn besondere Umstände eine wesentliche Verschiebung des höchsten Kolbendruckes aus der Nähe des Totpunktes erwarten lassen.

Aus der genauen Ableitung ergibt sich unter Zugrundelegung des gebräuchlichen Wellenlagerabstandes $a = 2{,}0$ bis $2{,}2\,D$ und einer gröfsten Biegungsanstrengung $\sigma_b \sim 1000$ kg/qcm

	für Verpuffungsmotoren	Gleichdruckmotoren
der Kurbelzapfendurchmesser	$d \sim 0{,}48\,D$	$d \sim 0{,}55\,D$.

*) Z. d. V. d. I. 1901 S. 375.

Ueberschläglich ist dann die

Kurbelarmbreite $b \sim 0{,}6\,d$ und Kurbelarmhöhe $h \sim 1^1/_4$ bis $1^1/_3\,d$.

Mit Rücksicht auf Flächendruck und Reibungsarbeit sei

für den Kurbelzapfen $k_{max} = 100$ bis 120 kg/qcm, $kv \leq 25$ bis 30 mkg/sk,
„ die Lagerzapfen $k_{max} = 30$ „ 40 „ , $kv \leq 12$ „ 18 „ .

Der mittlere Flächendruck k ist mit Einschlufs der Schwerkräfte der Kurbelwelle und des Schwungrades auf den durchschnittlichen Kolbendruck eines vollen Arbeitspieles (4 bzw. 2 Hübe) zu beziehen.

Abb. 289.

8. **Ventile.** Allgemeines im I. Bd. 6. Abschn. „Maschinenteile". Bezeichnungen nach Abb. 289; aufserdem sei

$f \sim \pi d h'$ der freie Ventilquerschnitt in qcm (ohne Rücksicht auf den Kegelschaft),
F die Arbeitskolbenfläche in qcm,
V_h der einfache Kolbenhubraum in cbm,
v die mittlere Geschwindigkeit der Gase im Ventilquerschnitt f in m/sk,
c die mittlere Geschwindigkeit des Arbeitskolbens in m/sk.

Aus $f = \frac{Fc}{v} = \frac{10000\,V_h}{v}$ qcm oder $f = \pi d h' = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{sn}{30 v}$ qcm

ergibt sich für eine noch als günstig geltende mittlere Ansauge- oder Ausschubgeschwindigkeit $v = 40$ bis 42 m/sk das Verhältnis

$$d h' = \frac{D^2 s n}{120 v} \sim \frac{D^2 s n}{5000} \text{ qcm.}$$

Höchstwert von v etwa 60 m/sk (bei Schnelläufern), ausnahmsweise sogar bis 90 m/sk.

Aus den Bewegungsgesetzen des Kurbelgetriebes (I. Bd. Maschinenteile) entsteht noch die Forderung

$$\pi d h' \geqq \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{\pi s n}{60 d v}\,\psi \text{ cm,}$$

und daraus die für jede Kolbenstellung einzuhaltende kleinste Spaltweite

$$h' = \frac{D^2}{4} \cdot \frac{\pi s n}{60 d v}\,\psi \text{ cm.}$$

Dann ist für $v = 25 \quad 30 \quad 35 \quad 40 \quad 45$ m/sk

$$h' = \frac{D^2 s n}{1900 d}\,\psi,\quad \frac{D^2 s n}{2300 d}\,\psi,\quad \frac{D^2 s n}{2650 d}\,\psi,\quad \frac{D^2 s n}{3000 d}\,\psi,\quad \frac{D^2 s n}{3450 d}\,\psi,$$

mit der Einschränkung, dafs $h' < h_{max}$.

Wenn der Liderungswinkel $\gamma = 45 \quad 40 \quad 35 \quad 30^0$,
so ist die freie Spaltweite nur $h' = 0{,}707\,h,\ 0{,}766\,h,\ 0{,}819\,h,\ 0{,}866\,h$
und der gröfste wirksame Hub $h_{max} \sim \frac{d}{2{,}8} \quad \frac{d}{3} \quad \frac{d}{3{,}3} \quad \frac{d}{3{,}5}$.

Die übliche Annahme $h_{max} = \frac{d}{4}$ trifft nur für Ventile mit ebenen Sitzen also $\gamma = 90$ t zu.

Hierin entspricht $\psi = \sin\alpha\,(1 \pm \lambda \cos\alpha)$ der Veränderlichkeit der Kolbenbewegung bei einer Stangenlänge $\frac{r}{L} = \lambda$. Für das gebräuchliche Verhältnis $\lambda = {}^1/_5$ gibt die Tafel die Gröfse von ψ an.

Werte von ψ.

Kolbenweg	vor	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
	zurück	0,98	0,96	0,94	0,92	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50
$\psi = \sin\alpha\,(1 \pm {}^1/_5 \cos\alpha)$		0,304	0,428	0,516	0,586	0,648	0,765	0,853	0,914	0,962	0,993	1,011	1,018	1,014
Kolbenweg	vor	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	1,00
	zurück	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10	0,08	0,06	0,04	0,02	0,00
$\psi = \sin\alpha\,(1 \pm {}^1/_5 \cos\alpha)$		1,00	0,976	0,939	0,892	0,832	0,759	0,668	0,554	0,496	0,433	0,355	0,251	0,00

Die Werte ψ als Ordinaten mit den Kolbenstellungen als Abszissen aufgetragen, liefern eine der Kolbengeschwindigkeitskurve entsprechende Sinuskurve (Abb. 290), aus der sich die Ventilerhebungskurve (h-Kurve) und damit die Form der Steuerungsnocken (Abb. 291) ableiten läfst. Die ψ-Kurve soll bei entsprechendem Ordinatenmafsstab innerhalb der h-Kurve liegen; Abb. 290 zeigt, dafs dies nur bei genügender Voröffnung und Nachschliefsung möglich ist.

Abb. 290.

Abb. 291.

Ventilkegelabmessungen nach Abb. 289 S. 271. Für gesteuerte Ventile etwa

$$\delta = \sqrt{\frac{p_z\,(0{,}5\,d_0)^2}{450}} \quad \text{oder für } p_z \sim 35 \text{ at} \quad \delta = \sqrt{\frac{(0{,}5\,d_0)^2}{13}} \text{ cm.}$$

Hierin ist die gröfste Beanspruchung wegen der hohen Temperatur des Kegeltellers und mit Rücksicht auf Nachdrehen der Dichtungsfläche nur zu $\sigma_b \sim 400$ kg/qcm angenommen. Bei selbsttätigen Ventilen kann zur Gewichtsverminderung bis $\sigma_b \sim 800$ kg/qcm gegangen werden. Abnahme von δ nach dem Umfange etwa $\delta_0 = {}^4/_5$ bis ${}^2/_3\,\delta$ (nur, wenn $d \geqq 10$ cm, gebräuchlich).

Radiale Sitzbreite $b = 0{,}5\,(d_0 - d) = 0{,}01\,d + 0{,}4$ cm; bei selbsttätigen Kegeln etwas mehr.

Die Schaftstärke ist erfahrungsgemäfs etwa

$$a = {}^1/_8\,d + 0{,}5 \text{ bis } {}^1/_8\,d + 0{,}8 \text{ cm},$$

zuweilen bei dem Auslafsventil noch etwas gröfser, um die Wärmeableitung zum Kühlwasser zu erleichtern. Länge der Schaftführung um so gröfser, je kürzer der Schwingungshalbmesser des Steuerhebels und je gröfser der Eröffnungswiderstand; wenn nötig, eigene Geradführung des Schaftendes.

Federspannung der gesteuerten Ventile von Motoren mit Drosselregelung nicht unter 0,5 kg für 1 qcm Kegelfläche, bei selbsttätigen Ventilen je nach Umdrehungszahl und Kegelmasse 0,05 bis 0,07 kg/qcm. Die Spannung fällt bedeutend gröfser aus, wenn die Ventilfedern auch die Steuerungsgestänge zurückbewegen müssen.

Der Auslafskegel soll bei kleinen Maschinen womöglich unmittelbar im Ventilgehäuse sitzen, damit der Wassermantel den Ventilsitz selbst kühlt; lose Ventileinsätze erschweren den Wärmeübergang infolge der doppelten Wände. Bei Grofsmotoren wird der Auslafskegel häufig durch Wasserumlauf im Inneren des Tellers und der Kegelführung gekühlt.

9. **Steuerung.** Die gebräuchlichsten Gesamtanordnungen ergeben sich aus den Ausführungsbeispielen S. 260 ff. Die Durchbildung der Steuerungsteile ist infolge ihrer Verschiedenheit nicht unter allgemeine Regeln zu bringen. Für die Hauptteile können folgende Erfahrungswerte benutzt werden:

Steuerscheiben. Betätigung des Steuergestänges vorwiegend durch unrunde Scheiben (Nocken, Daumen), deren Anordnung Abb. 291 andeutet. Die Abbildung zeigt ein vollständiges Scheibensystem (*E* Einlafs-, *A* Auslafs-, *K* Kompressionsverminderungs-Nocken für das Anlassen); je 90° Steuerscheibenbahn entsprechen 180° Kurbelzapfenweg; dementsprechend sind auch die angegebenen Voröffnungs- bzw. Nachschlufswinkel, wenn auf die Kurbelstellungen bezogen, zu verdoppeln. Die einzelnen Betätigungsperioden der Ventile, bezogen auf den Kolbenlauf, ergeben sich aus dem Diagramm (Abb. 292). Darin deutet *h* die Erreichung des gröfsten Kegelhubes, Tp_i die innere, Tp_a die äufsere Totpunktstellung der Kurbel an.

Abb. 292.

Die Auf- und Ablaufkurven sollen sich unter Berücksichtigung der Massenwirkung der Ventilkegel und Uebertragungsmittel möglichst tangential an die Scheibennaben anlegen und die Uebergänge zwischen diesen Tangenten und dem Umfange so allmählich verlaufen, als es die *h*-Kurve (Abb. 290) gestattet. Grofse Scheibendurchmesser erleichtern die genaue Ventilbetätigung, führen jedoch leicht ein schlagendes Auf- und Ablaufen der Gleitrollen herbei, sobald die Umfangsgeschwindigkeit etwa 1 m/sk überschreitet. Die wirklichen

Ventilhubkurven stimmen infolge der Massenwirkung der Uebertragungsgestänge nie genau mit den theoretischen, aus den Steuerscheiben ermittelten Hubdiagrammen überein; hieraus ist besonders bei gröfseren und schnellaufenden Maschinen Rücksicht zu nehmen, um einen ruhigen Auf- und Ablauf der Rollen zu sichern.

Exzentersteuerungen werden bei den Grofsgasmaschinen bevorzugt; sie stimmen in ihren wesentlichen Bauteilen mit denen der Ventildampfmaschinen überein, sind aber viel kräftiger gehalten. Bei Viertaktmotoren verlaufen die Exzentereingriffe verhältnismäfsig langsam, da die Steuerwelle nur die halbe Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle hat; Ungenauigkeiten in den Anhub- und Schlufswegen zeigen sich also in doppelter Gröfse in den Kolben- und Kurbelstellungen. Infolge der Viertaktübersetzung kann ein Exzenter auch mehrere Ventile (2 oder 4) betätigen (sog. Einexzentersteuerungen). Allgemein ist die Exzentersteuerung erheblich teurer in der Ausführung als die Daumensteuerung; man mufs die Exzenter sehr grofs halten, also ein bedeutendes totes Spiel der Uebertragungsgestänge in Kauf nehmen, um keine zu schleichende Ventilerhebung zu bekommen. Durchschnittlich beträgt der nutzbare Exzenterweg nur 0,42 r (beim Einlafs) bis 0,46 r (beim Auslafs), wenn r den Exzenterkreishalbmesser bezeichnet.

10. Schwungrad.*)

Allgemeine Konstruktionsangaben I. Bd. Abschn. Maschinenteile.

a) Berechnung des Arbeitsüberschusses. Der während eines Verbrennungs- und Ausdehnungshubes vom Schwungrade aufzunehmende Arbeitsüberschufs A kann bei liegenden einfach-wirkenden Einzylinder-Viertaktmotoren mit unwesentlicher Abrundung als Unterschied zwischen der absoluten positiven Arbeit A_a und einem Viertel der unveränderlichen Drehwiderstandsarbeit W eines Viertaktspieles betrachtet werden, wobei also $A \sim A_a - \frac{W}{4}$.

Da A_a und W sich aus dem Kolbendruck(Indikator-)diagramm entnehmen lassen, so genügt dieses auch ohne Aufzeichnung des Drehkraftdiagrammes zur Ermittlung von A und des Schwungkranzgewichtes G.

Bezeichnet

A_a die absolute positive Arbeit eines Viertaktes in mkg,
A_c die Widerstandsarbeit eines Verdichtungshubes in mkg,
$A_i = A_a - A_c$ die indizierte Nutzleistung eines Viertaktes in mkg,
A den Arbeitsüberschufs eines Viertaktes in mkg,
W die Arbeit des Drehkraftwiderstandes eines Viertaktes in mkg,
p_c den mittleren indizierten Kolbendruck eines Verdichtungshubes in kg/qcm,
p_i den mittleren indizierten Kolbendruck von A_i bzw. N_i in kg/qcm,
$\frac{p_c}{p_i} = \varrho$; N_i, N_e, F, $2r = s$ wie früher (S. 245),
p_w den unveränderlichen Drehkraftwiderstand (aus W) in kg/qcm,

*) Z. d. V. d. I. 1901 S. 365. Güldner, Berechnung des Schwungradgewichtes für Verbrennungsmotoren.

so ist zunächst für die genannte Bauart

$$p_w = \frac{p_i}{2\pi},$$

$$A_a = A_i\left(1 + \frac{p_c}{p_i}\right) = A_i(1+\varrho);\ A_i = p_i F 2 r,\ W = p_w F 4 r \pi.$$

Nun ist aber $W = A_i$, also auch $A = A_a - 0{,}25\ A_i$ und danach unter Einsetzung der mittleren Drücke p_w und p_i

$$A = (0{,}75 + \varrho)\, p_w\, F\, 4\, r\, \pi = (0{,}75 + \varrho)\, p_i\, F\, 2\, r.$$

Erfahrungswerte von $\varrho = \frac{p_c}{p_i}$.

Leuchtgasmotoren	0,25 bis 0,35	Benzinmotoren	0,10 bis 0,20
Kraftgasmotoren .	0,35 „ 0,45	Spiritusmotoren . . .	0,25 „ 0,32
Petroleummotoren	0,30 „ 0,40	Gleichdruck-Oelmotoren	0,48 „ 0,52

Bei stehenden Maschinen ist A infolge der Schwerkraft des Kolbentriebwerkes um einige Prozent gröfser, also ungünstiger als bei sonst gleichen liegenden Bauarten.

Bei Mehrzylinder-Viertakt- und Zweitaktmotoren kann die Ueberschufsarbeit A_m angenähert aus

$$A_m = A\, k$$

gefunden werden, wenn man A, wie vorstehend, für den einzelnen Zylinder berechnet. Der Berichtigungswert k (Gleichgangkoeffizient) ergibt sich aus den Zahlentafeln auf S. 276 u. 277.

b) **Berechnung des Schwungkranzgewichtes G.**

Allgemeine Ermittlung von G aus A I. Bd. Abschn. Maschinenteile. Wird in der Güldnerschen Gleichung das unveränderliche Drehmoment $p_w F r$ nach N_i aufgelöst, so entsteht die bequeme Sonderformel*) für einfachwirkende Einzylinder-Viertaktmotoren

$$G = \frac{(0{,}75 + \varrho)\ 90\,000\ N_i}{\delta_s V^2 n} \text{ kg bzw. } G = \frac{(0{,}75 + \varrho)\ 8200\ N_i}{\delta_s R^2 n^3} \text{ t}$$

oder mit dem Schwungkranzdurchmesser $D_s = 2\,R$

$$G = \frac{(0{,}75 + \varrho)\ 32\,800\ N_i}{\delta_s D_s^2 n^3} \text{ t} = \frac{(0{,}75 + \varrho)\ 32{,}8 \cdot 10^6\ N_i}{\delta_s D_s^2 n^3} \text{ kg}.$$

Für Mehrzylinder- und Zweitaktmotoren finden diese Gleichungen unter Einführung des Gleichgangkoeffizienten k aus den gen. Tafeln Verwendung.

Aus der letzten Gleichung entsteht dann durch Umschreibung

$$k\,(0{,}75 + \varrho)\ 32{,}8 \cdot 10^6 = C$$

für die verschiedenen Bauarten eine bestimmte Gröfse C, die folgende Vereinfachung liefert:

$$\text{Schwungkranzgewicht } G = \frac{C N_i}{\delta_s D_s^2 n^3} \text{ kg},$$

$$\text{Schwungmoment } G D^2 = \frac{C N_i}{\delta_s n^3} \text{ kgm}^2, \text{ also auch } \frac{\delta_s}{C} = \frac{N_i}{G D_s^2 n^3}.$$

*) Bestätigung der Richtigkeit durch tachometrische Messungen usw. Z. d. V. d. I. 1901 S. 418, ferner Doktorarbeit von W. Riehn über „Die experimentelle Bestimmung des Ungleichförmigkeitsgrades".

Gleichgang von stehenden

Zylinderzahl z	Kurbelwinkel in Graden	Zündungsabstände in Graden	Verpuffungsmotoren für reiche Gemische (Leuchtgas, Benzin usw.) – Gleichgangkoeffizienten: bei gleichen Hauptmafsen D und s k_1	bei gleichem $N_{i\,max}$ k_2	Konstante $c=\frac{C}{10^6}$	Einflufs von z bzw. k_1 auf δ
1	—	720	1,0	1,0	40	1 : 40
2	0	360	0,85	0,425	17	1 : 47
2	180	540 u. 180	1,20	0,60	24	1 : 33
3	120	240	0,65	0,22	8,5	1 : 63
4	180	180	0,265	0,066	2,65	1 : 150

Gleichgang von liegenden Gasmaschinen.

Zylinderzahl z	einfach- oder doppeltwirkend	Kurbelwinkel in Graden	Viertaktmaschine für arme Gase: Zündungsabstände in Graden	Gleichgangkoeffizient: bei gleichen Hauptmafsen D und s k_1	bei gleichem $N_{i\,max}$ k_2	Konstante $c=\frac{C}{10^6}$	Einflufs von z bzw. k_1 auf δ	Zweitaktmaschine für arme Gase: Zündungsabstände in Graden	Gleichgangkoeffizient: bei gleichen Hauptmafsen D und s k_1	bei gleichem $N_{i\,max}$ k_2	Konstante $c=\frac{C}{10^6}$	Einflufs von z bzw. k_1 auf δ
1	einfach-wirkend	—	720	1,0	1,0	40	1 : 40	360	0,80	0,40	16	1 : 50
2	einfach-wirkend	0	360	0,85	0,425	17	1 : 47	—	—	—	—	—
2	einfach-wirkend	180	540 u. 180	1,20	0,60	25	1 : 33	180	0,25	0,063	2,52	1 : 160
1	doppelt-wirkend	—	540 u. 180	1,20	0,66	25	1 : 33	180	0,24	0,06	2,4	1 : 167
2	doppelt-wirkend	0	180	0,62	0,155	6,0	1 : 65	90	0,25	0,03	1,25	1 : 125
2	doppelt-wirkend	—	180	0,325	0,08	3,3	1 : 125	180	0,56	0,07	2,8	1 : 72
4	doppelt-wirkend	90	90	0,28	0,035	1,4	1 : 145	90	0,40	0,025	1,0	1 : 100

Durchschnittswerte von k und C bzw. $c=\frac{C}{10^6}$ nach obenstehenden Zahlentafeln.

Arme und Nabe werden im Motorenbau allgemein etwas kräftiger als für Dampfmaschinen gehalten; ihr Einflufs auf das Trägheitsmoment des Ringes wird auch hier mit etwa 0,1 G berücksichtigt. Gesamtgewicht $\sim$ 1,5 Kranzgewicht.

Einflufs der Regelung auf δ_s.

Bei Präzisionsmotoren verkleinert sich δ_s mit der Leistung; N_i ist deshalb zweckmäfsig aus der Vollbelastung $N_{e\,max} = N_{i\,max}\,\eta_{mech}$ zu bestimmen. Umgekehrt vergröfsert sich δ_s, wenn bei Teilbelastungen des Motors durch Ausfall von Verbrennungen (Aussetzer) geregelt

Viertaktmaschinen.

Verpuffungsmotoren für arme Gemische (Sauggas, Gichtgas usw.)				Gleichdruck-Oelmotoren			
Gleichgangkoeffizienten			Einfluſs von z bzw. k_1 auf	Gleichgangkoeffizienten			Einfluſs von z bzw. k_1 auf
bei gleichen Hauptmaſsen D und s	bei gleichem $N_{i\,max}$	Konstante		bei gleichen Hauptmaſsen D und s	bei gleichem $N_{i\,max}$	Konstante	
k_1	k_2	$c=\frac{C}{10^6}$	δ	k_1	k_2	$c=\frac{C}{10^6}$	δ
1,0	1,0	42	1 : 40	1,0	1,0	48	1 : 40
0,86	0,43	18	1 : 47	0,89	0,445	21	1 : 46
1,44	0,72	30	1 : 29	1,17	0,585	28	1 : 34
0,72	0,24	10	1 : 56	0,75	0,25	12,0	1 : 53
0,304	0,076	32	1 : 132	0,25	0,06	3,0	1 : 160

wird. Entfallen bei gegebener Motorleistung regelmäſsig auf eine Zündung x Aussetzer, so verschlechtert sich δ_s in

$$\delta_{s0} = \frac{\left(1 - \frac{0.250}{1+x}\right) + \varrho}{0{,}750 + \varrho}\,\delta_s .$$

Unter Voraussetzung eines Mittelwertes von $\varrho = 0{,}30$ wird bei

$x =$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\frac{\delta_{s0}}{\delta_s} =$	1,120	1,158	1,178	1,190	1,197	1,203	1,207	1,210	1,213.

Hierauf ist besonders zu achten, wenn auch bei Teilbelastungen δ_{s0} eine bestimmte Höhe nicht überschreiten soll.*)

11. Zubehör.

Luftsaugleitung. Lichte Rohrweite, sofern die Menge des Kraftstoffes im Vergleich zur Luftmenge klein ist (Flüssigkeitsmotoren),

$$d = \sqrt{\frac{D^2 sn}{30\,v}}\ \text{m}.$$

Die Sauggeschwindigkeit v sei je nach der Länge der Leitung 10 bis höchstens 20 m/sk; letzterer Wert, bis rd. 10 m gerade Rohrlänge zulässig, liefert die Sondergleichung (D und s in cm):

$$d = \sqrt{\frac{D^2 sn}{60\,000}}\ \text{m}.$$

Für ungewöhnlich lange Leitungen ist d mit Rücksicht auf den Rohrwiderstand bzw. Spannungsabfall nach I. Bd. S. 447 zu berechnen.

Nimmt der Brennstoff einen wesentlichen Teil der Ladungsmenge ein (Gasmaschinen), so kann d entsprechend kleiner bemessen werden.

Gasleitung. Für Leuchtgas gibt die folgende Tafel die lichte Rohrweite der Verbindungsleitung zwischen Maschine und Gummi-

*) Molliers Abhandlung Z. d. V. d. I. 1903 S. 1704.

beutel bzw. Druckregler (Speiseventil) an, sofern ihre Länge 10 m nicht überschreitet. Die Anschlufsleitung vom Hauptrohr zum Gummibeutel könnte enger sein, da in dieser das vom Motor mit Unterbrechung dem Beutel entnommene Gas gleichmäfsig zufliefst. Wegen der meistens erheblich gröfseren Länge und zusätzlichen Widerstände der Anschlufsleitung macht man jedoch die l. W. dieser Leitung eher noch etwas gröfser als bei der Verbindungsleitung. Der Druckregler wird auf 10 bis 15 mm W.-S. belastet (am Gummibeutel gemessen). Zündflammenleitung, vor dem Beutel abzuzweigen, 1/4 bis 1/2 Zoll weit.

Berechnung der Kraftgasleitung nach I. Bd. S. 447 unter Annahme eines Druckabfalls 3 bis 5 mm W.-S. auf je 50 m Rohrlänge; überschläglich: Weite der Sauggasleitung = Einlafsventildurchmesser. Langgestreckte und enge Luft- und Gasleitungen lassen leicht störende Saugschwingungen auftreten, die durch reichlich grofse Ansaugetöpfe u. dgl. gedämpft oder vermieden werden können.

Auspuffleitung. Rohrquerschnitt bis zum Auspufftopf je nach Entfernung gleich dem 1,1- bis 1,3 fachen freien Ventilquerschnitt; jenseits des Topfes kann das Austrittrohr bei gewöhnlicher Länge und geradem Lauf etwas enger als das Ventil sein. Die Befestigung und Verlegung der Rohrstrecken hat die Längenzunahme in der Betriebswärme, die in der Nähe der Maschine bis 5 mm auf 1 m Rohrlänge erreichen kann, zu berücksichtigen.

Tafel für Rohranschlüsse von Gasmaschinen.

Maschinenleistung PS_e	Leuchtgasleitung Zoll	Gasmessergröfse Anzahl der Flammen	Frischwasserzuleitung Zoll	Frischwasserableitung Zoll	Verdunstungskühlleitung Zoll	Anlafsluftleitung
2	3/4	20	1/2	3/4	1 1/4	.
4	1	30	1/2	3/4	1 1/2	.
6	1	40	1/2	7/8	1 3/4	.
8	1 1/4	50	1/2	7/8	1 3/4	.
10	1 1/4	60	3/4	1	2	.
12	1 1/2	80	3/4	1	2 1/4	.
15	1 1/2	100	3/4	1	2 1/2	.
20	2	150	3/4	1	2 1/2	1 1/4
25	2	150	7/8	1 1/4	2 3/4	1 1/4
30	2 1/2	200	7/8	1 1/4	2 3/4	1 1/2
35	2 1/2	200	1	1 1/4	3	1 1/2
40	3	250	1	1 1/4	3	1 1/2
50	3	250	1 1/4	1 1/2	3 1/4	1 3/4
60	3 1/2	300	1 1/4	1 1/2	3 1/2	1 3/4
70	3 1/2	300	1 1/2	1 3/4	.	2
80	3 1/2	350	1 1/2	1 3/4	.	2
100	4	400	1 3/4	2	.	2 1/4
125	4	400	1 3/4	2	.	2 1/4
150	4 1/2	450	2	2 1/2	.	2 1/2

Kühlwasserleitung. Für Verdunstungskühlung mit selbsttätigem Umlauf sind gebräuchliche Rohrweiten in der Tafel (S. 278) enthalten. Wird eine besondere Umlaufpumpe benutzt, so können die Rohrdurchmesser bis fast auf die für Frischkühlung angegebenen l. W. vermindert werden. Das durch Verdunstung verbrauchte Wasser beträgt 3 bis 5 l für 1 PSe/st.

Für unmittelbare Frischwasserkühlung, bei der das Wasser einer öffentlichen Leitung entnommen oder durch eine Pumpe gefördert wird, sei die l. W. der Zuleitung etwa

$$d = \sqrt{0{,}15\,N_n}\ \text{cm};$$

hierin ist ein stündlicher Verbrauch von 40 l/PSe und eine Durchflufsgeschwindigkeit von $\sim$ 0,95 m/sk vorausgesetzt. Weite der Ableitung je nach Länge und Gefälle 1,25 bis 1,75 d. Praktisch abgerundete Angaben hierfür s. obige Rohrtafel. Erhöhte Zuflufstemperatur erfordert eine entsprechende Vermehrung der durch die Maschine gehenden Kühlwassermenge, also auch eine weitere Zuflufsleitung. Für die feststehenden Kühlräume (Zylindermantel, Ventilköpfe usw.) genügt ein freier Durchflufs des Wassers, also ein Gefälle von etwa 10 m bis zur höchsten Austrittstelle; dem Kolbentriebwerk mufs das Kühlwasser mit 4 bis 5 at Ueberdruck zugeführt werden, damit der Durchflufs der hin und her gehenden Wassermasse nicht abreifst.

Auspufftopf. Rauminhalt dieser Schalldämpfer mindestens gleich dem 10fachen, bei weitgehenden Ansprüchen an die Schalldämpfung bis 20fachen Kolbenhubraum oder Verbindung von 2 bis 3 kleineren Töpfen hintereinander; an deren Stelle unterirdische Auspuffgruben aus Beton oder weiten Tonröhren. Dämpfung durch Veränderung der Ausströmquerschnitte oder -richtung ermöglicht erheblich kleinere Abmessungen, erhöht indes meist den Ausschubwiderstand. Ein- und Ausströmleitung sind gegeneinander versetzt anzuschliefsen, z. B. Eintritt diametral über dem Boden, Austritt achsial im Deckel.

Gufseiserne Töpfe, nur für kleine Maschinen geeignet, erhalten häufig eine Wanddicke $\delta \sim \frac{D_t}{50} + 0{,}6$ cm, doch $\delta \geqq 1{,}5$ cm; Höhe $= 1{,}25$ bis $1{,}75 \times$ Durchm. D_t.

Die Wandstärken von schmiedeeisernen Auspuffkesseln sind für 8 bis 10 at Verpuffungsdruck zu berechnen. Am Boden ist ein Entwässerungshahn von reichlicher Weite anzubringen. Die Bleche werden im Inneren durch die Abgase stark angegriffen, weshalb hier eine Innenverkleidung mit Schamotte o. dgl. geboten ist. Motoren mit vom Kolben gesteuerten Auspuffkanälen verlangen gröfsere Auspufftöpfe als Ventilmaschinen.

Fundamente sind stets bis auf guten, sicheren Baugrund zu führen; alsdann genügt in der Regel eine

Fundamenttiefe = 5- bis 6facher Zylinderbohrung.

Die Längen- und Breitenmafse richten sich nach den betr. Baugröfsen der Maschinen und sind besonders bei liegenden Motoren sehr reichlich zu halten, um den aus Schwer- und Betriebskräften entstehenden Auflageflächendruck zu vermindern (Tragfähigkeit des Baugrundes III. Bd. S. 185). Bei Standmotoren ist anzustreben, dafs die senk-

rechten Mittelebenen der Maschine (die Zylinderachsen) möglichst nahe an die bezüglichen Schwerpunktebenen des Fundamentblocks gerückt werden, um das Kippmoment der senkrechten Massenwirkung und des Geradführungsdrucks klein zu halten.

Durchschnittlich ist für 1 PS Nennleistung ein Fundamentraum (unter Flur) vorzusehen von
0,4 bis 0,5 cbm für liegende Einzylindermaschinen ohne Aufsenlager,
0,6 „ 0,75 „ „ „ „ mit „ ,
0,35 „ 0,4 „ „ stehende „ ohne „ ,
0,4 „ 0,5 „ „ „ „ mit „ .

Bei stehenden Mehrzylindermaschinen bis etwa 0.25 cbm/PS.

Ungewöhnlich schwere hin und her gehende Massen (z. B. bei Zwillings- oder Reihenmotoren, Gebläsemaschinen) bedingen eine entsprechende Vergröfserung des Fundamentraumes oder einen guten Massenausgleich.

F. Kraftgasanlagen.

Die Kraftgaserzeuger sind geschlossene Schachtöfen, in denen geeignete feste Brennstoffe (meistens Anthrazit Körnung III, aufserdem Koks- oder Braunkohlenbriketts) mit einer beschränkten Menge Luft unter Zusatz von Wasserdampf verbrannt werden, wobei als Enderzeugnis ein Mischgas mit den brennbaren Bestandteilen Kohlenoxyd und Wasserstoff entsteht (durchschnittliche Zusammensetzung s. folgende Tafel). Im eigentlichen Generator werden 80 bis 85 % der Wärme des vergasten Brennstoffs an das Gas übergeführt; durch Anheizen, unverbrannte Rückstände, Strahlung usw. gehen 8 bis 10 % Kohle verloren. Damit stellt sich der Wirkungsgrad des Gaserzeugers auf 70 bis 75 %, nur selten noch etwas höher. Dementsprechend kommen auf 1 kg Anthrazit gewöhnlich 4 bis 4,5 cbm Mischgas von durchschnittlich 1200 WE/cbm. Die einzuführende Wassermenge beträgt mindestens 0,70 kg auf 1 kg Anthrazit, aus praktischen Gründen (Kühlung des Rostes usw.) womöglich aber mehr.

Durchschnittswerte von Kraftgasen.

Brennstoff	Heizwert von 1 kg Brennstoff	1 kg Brennstoff liefert Gas	Gehalt in 100 Raumteilen					Heizwert von 1 cbm Gas	1 kg Brennstoff liefert im Gase	Gesamtwirkungsgrad der Gasanlage
	WE	cbm	CO_2	CO	CH_4	H	N	WE	WE	%
Anthrazit .	8000	4,8	11,3	16,6	2,0	24,2	45,9	1300	6240	78,0
Gaskoks . .	7000	4,5	4,8	27,6	2,0	7,0	58,6	1200	5400	77,2
Braunkohlenbriketts .	5000	3,0	11,9	15,2	2,4	26,7	43,8	1300	3900	78,0
Torf . . .	2400	1,3	14,0	15,0	4,0	10,0	57,0	1350	1800	75,0

Je nach der Fortbewegung des Luftdampfgemisches durch den Generator und Reiniger unterscheidet man:

1. **Druckgasanlagen,** bei denen Luft und Wasserdampf mittels besonderer Gebläse durch die Brennstoffsäule hindurchgeprefst und gewöhnlich der Wasserdampf in Kesseln mit eigener Feuerung erzeugt wird;
2. **Sauggasanlagen,** bei denen der Motor selbst das Luftdampfgemenge durch die Schachtfüllung und Reiniger hindurchsaugt und die Dampfentwicklung in der Abwärme des Generators geschieht;
3. **Gebläse-Sauggasanlagen** (auch kombinierte Gaserzeuger genannt) als Vereinigung der ersten beiden Arten in der Weise, dafs ein Ventilator das Mischgas aus dem Generator absaugt und es dem Motor zudrückt.

Die Sauggasanlagen haben die älteren Druckgaserzeuger fast ganz verdrängt; sie sind einfacher im Bau und im Betriebe, haben durch den Fortfall eines eigenen Dampfkessels einen besseren thermischen Wirkungsgrad und durch den unmittelbaren Zusammenhang mit dem Motor eine selbsttätige Anpassung der erzeugten Gasmenge an die jeweilige Maschinenleistung. Die Gebläse-Sauggasanlagen kommen namentlich für teerhaltige, sehr kleinkörnige und backende Brennstoffe sowie für Anlagen mit ausgedehntem Verteilungsrohrnetz in Gebrauch.

Durchschnittlicher Rost- und Schachtquerschnitt: Für Anthrazit oder Koks von 30 bis 50 mm Körnung rechnet man auf 1 qm Schachtquerschnitt stündlich 100 bis 125 kg Brennstoff oder 600 000 bis 700 000 WE Gasheizwert, entsprechend 40 bis 50 qcm Querschnitt für 1 PSe Maschinenleistung. Bei dieser Beanspruchung beträgt der Druckverlust in der Schachtfüllung rd. 50 mm. Feinere Kohlensorten verlangen eine gröfsere Schachtfläche, bei 8 bis 10 mm Körnung z. B. mindestens doppelt so grofs, als oben angegeben.

Der Fassungsraum des Generatorschachtes sei bei der gebräuchlichen drei- bis vierstündigen Beschickung für 1 PSe Motorleistung

mindestens 3 l bei Anthrazitbetrieb,
„ 5 l „ Koks- und Braunkohlenbetrieb.

Die Reinigung des Gases erfolgt in einem Nafsreiniger, doch empfiehlt es sich, in jedem Falle auch noch einen Trockenreiniger vorzusehen; Fassungsraum für den ersteren 25 bis 30 l, für den letzteren mindestens 10 l für 1 PSe. Zum Ausscheiden von Schwefelverbindungen sind sog. Massereiniger (mit Raseneisenerz-Füllung) im Gebrauch. Sämtliche Reinigungsmittel sollen in der Nähe des Generators, also nicht erst vor dem Motor angeordnet sein, damit in die Hauptrohrstrecken bereits gut gereinigtes Gas gelangt. Meistens ist dicht vor der Maschine ein Gassammler eingebaut, dessen Rauminhalt etwa dem 10- bis 20fachen Hubraum des Kolbens entsprechen kann. Für eine gründliche Entlüftung aller Gasräume ins Freie ist zu sorgen. Verbrauch an Reinigerwasser 12 bis 15 l für 1 PSe-st.

Die Bauart und Aufstellung der Gaserzeugungsanlagen ist an bestimmte behördliche Sicherheitsvorschriften gebunden, die bei den deutschen Bundesstaaten jetzt grundsätzlich ziemlich übereinstimmen.

VII. Wassermotoren.

A. Wasserräder.*)

Ausgenutzt wird hauptsächlich die Energie der Lage des Wassers. Wasserräder geben niedrige Umlaufzahlen und sind nur für mäfsige Gefälle und Wassermengen geeignet. Unvollkommene Regulierung. Grofses Gewicht. Für stark verunreinigtes Wasser und Betriebe, denen nicht entsprechende Sorgfalt zugewendet werden kann, sind Wasserräder durch Einfachheit und Uebersichtlichkeit geeigneter als Turbinen.

Es sei

Q die zufliefsende Wassermenge in cbm/sk,

c_1 die Geschwindigkeit, mit der das Wasser am Ende des Obergrabens vor dem Motor ankommt, in m/sk,

c_2 die Geschwindigkeit, mit der das Wasser, nachdem es den Motor verlassen, im Anfange des Untergrabens abfliefst, in m/sk,

H' der Höhenunterschied der Wasserspiegel im Ober- und im Untergraben an den soeben bezeichneten Stellen in m,

H das für das Rad verfügbare Gefälle $= \frac{c_1^2}{2g} + H' - \frac{c_2^2}{2g}$ in m,

$N = \frac{1000\,Q\,H}{75}$ die verfügbare Leistung der Wasserkraft in PS,

$N_e = \eta N$ die Nutzleistung des Rades in PS,

$\eta = N_e : N$ der Gesamtwirkungsgrad des Rades,

n die minutliche Umlaufzahl des Rades,

$D = 2R$ der äußere Durchmesser des Rades in m,

b die lichte Radbreite in m,

a die lichte Tiefe der Zellen in m, radial gemessen,

b_0 die Strahlbreite in m,

s_0 die Strahldicke in m,

δ die Dicke des Einlaufbleches in m,

x_0 der Spielraum zwischen Radumfang und Unterkante Einlaufblech in m,

z die Anzahl der Schaufeln,

$t = \pi D : z$ die Schaufelteilung in m,

i die Anzahl der Arme eines Armsystems,

$v = \omega R = \frac{2\pi R n}{60}$ die Umfangsgeschwindigkeit des Rades in m/sk,

$q = \frac{60\,Q}{z n}$ das in einem Schaufelraum enthaltene Wasser in cbm,

G das Radgewicht in kg,

$\varepsilon = \frac{Q}{a b v}$ der Füllungsgrad,

x' das Freihängen des Rades in m,

h_e der Gefälleverlust beim Eintritt in m,

h_a der Gefälleverlust beim Austritt in m,

g die Beschleunigung durch die Schwere $= 9{,}81$ m/sk².

*) Nach C. Bach, Die Wasserräder, II. Teil. Stuttgart 1886.

a. Oberschlächtige Wasserräder. (Abb. 293.)

Für Gefälle $H' \geqq 3$ m.

I. Grundlagen für den Entwurf.*)

1. **Wassereintritt** im Scheitel des Rades oder bei schnell gehenden Rädern vor dem Scheitel. Drehungsrichtung dann gesichert durch Vorfüllung einiger Zellen vor dem Anlassen des Rades.

Abb. 293.

2. **Umfangsgeschwindigkeit** des Rades gewöhnlich

$$v = 1{,}5 \text{ bis } 2 \text{ m/sk.}$$

3. Die **wagerechte Komponente** der Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers

$$c_h = \sim 2{,}5\sqrt{v}.$$

4. **Wirkungsgrad** guter oberschlächtiger Wasserräder $\eta \leqq 0{,}85$.

II. Ermittlung der Abmessungen.

1. **Druckhöhe** im Zuflufsgerinne $h_0 = (1+\zeta')\left(\frac{c_h^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g}\right)$

oder bei Vernachlässigung von c_1:

$$h_0 = (1+\zeta')\frac{c_h^2}{2g}, \quad \text{worin } \zeta' = 0{,}10 \text{ bis } 0{,}15.$$

2. **Strahlbreite** wegen des Entweichens der Luft kleiner als die Radbreite $b_0 = b - 0{,}4$ bis $b - 0{,}2$ für Räder ohne Mittelkranz,
$b_0 = b - 0{,}8$ bis $b - 0{,}4$ für Räder mit Mittelkranz.

3. **Strahldicke** $s_0 = \frac{Q}{b_0 c_h}$.

4. Die **Mittellinie** ABP **des Wasserstrahles** ist eine Parabel mit A als Scheitel (bestimmt durch h_0), der Wagerechten c_h als Scheiteltangente, der durch A gezogenen Lotrechten als Hauptachse, dem Parameter $2p$ und dem um $AG = \frac{p}{2} = \frac{c_h^2}{2g} = \frac{h_0}{1+\zeta'}$ unterhalb A gelegenen Brennpunkte G. Parabelkonstruktionen I. Bd., Mathematik S. 103.

Ein bei B in das Rad eintretendes Wasserteilchen legt den **absoluten Weg** BP zurück; der dem beliebigen Punkte P dieses Weges entsprechende Punkt P'' der **relativen Bahn** $BP''N$ findet sich, indem durch P der Halbmesser MPT gezogen und Kreisbogen $TU = BP' \cdot v : c_h$ gemacht wird. Der durch U bestimmte Halbmesser $UP''M$ schneidet den aus dem Radmittelpunkte M durch P beschriebenen Kreisbogen PP'' in dem gesuchten Punkte P''.

5. **Dicke der Einlaufschaufel** von Eisenblech $\delta = 5$ bis 8 mm.

6. **Spielraum zwischen Radumfang und Unterkante Einlaufblech**

$$x_{0\,\min} = 5 \text{ mm};$$

mit Rücksicht auf Eisbildung vorteilhaft gröfser.

*) Beachte auch Ehemann: Ueber eine neue Berechnungsweise der Wasserräder „Der Müller", Zeitschrift f. d. gesamte Mühlenindustrie 1907.

7. Beim Wassereintritt im Radscheitel ergibt sich der **Durchmesser des Rades** in m aus

$$D = 2R = H - (h_0 + 0{,}5\, s_0 + \delta + x_0 - x' + x'')$$

Hierin ist

x' = Höhenunterschied zwischen B und J in m.

Zur Gewinnung eines vorläufigen Wertes D schätze man

$$D = H - \left(1{,}1 \frac{c_h^2}{2g} + 0{,}2\right) \text{ bis } D = H - \left(1{,}1 \frac{c_h^2}{2g} + 0{,}1\right)$$

8. Der **Mittelpunkt** M des Rades wird zum Punkte A festgelegt durch $y = \sqrt{2p}\sqrt{-(R-m+p) + \sqrt{2Rm - m^2 + (R-m+p)^2}}$;

hierin ist $\quad p = 2\frac{c_h^2}{2g} \quad$ und $\quad m = \frac{s_0}{2} + \delta + x_0$.

Mit y wird $\quad x' = R - \sqrt{R^2 - y^2}$.

9. **Tiefe der Zellen** $\quad a = \frac{1}{6}\sqrt[3]{H}$ bis $\frac{1}{4}\sqrt[3]{H}$.

Mit wachsendem a nimmt der Eintrittverlust zu, die Breite und Kosten des Rades bis zu einer gewissen Grenze ab.

10. **Radbreite** $\quad b = \frac{Q}{av\varepsilon}$, $\quad$ worin $\varepsilon = {}^1/_4$ bis ${}^1/_3$.

Für $b > 1{,}7$ m ist ein mittlerer Kranz oder wenigstens eine Unterstützung des Radbodens nötig.

11. Die **Schaufelteilung** t (d. h. die mittlere Entfernung zweier Schaufeln am äufsersten Radumfange) sei etwa gleich dem ${}^4/_3$- bis ${}^3/_2$fachen der Länge des Einlaufbogens AD.

t führt zu der vorläufigen **Schaufelzahl** $z = \pi D : t$. Mit Rücksicht auf die Ausführung des Rades sei z ein Vielfaches der **Armzahl** i, die etwa sei $\quad i \sim D + 2$ bis $D + 3$.

12. **Freihängen** des Rades mufs so grofs sein, dafs Eintauchen des Rades in das Unterwasser vermieden wird.

III. Schaufelform.

Eiserne Schaufeln (Abb. 293 S. 283). Die Schaufellinie wird aus zwei Kreisbogen bb_1 und b_1b_2 derart zusammengesetzt, dafs sie, die relative Bahn BN berührend, den Radumfang in einem Punkte b schneidet, der um den Bogen $Bb \gtrless {}^1/_2\, t = {}^1/_2\, bO$ von B absteht; in b_2 schliefst sich eine gerade, radial gerichtete Strecke an, deren Länge mindestens gleich der Höhe des Winkeleisens ist, das zur Befestigung der Schaufel an dem Radboden dient. — Bei Rädern mit Kropf wird sich die Schaufelform der relativen Bahn möglichst anschliefsen.

b. Wasserräder mit Kulisseneinlauf.

Anwendung bei veränderlichen Wassermengen und Gefällen. $H' = \sim 1{,}5$ bis 5 m. Rückenschlächtig oder mittelschlächtig ausgeführt.

I. Kulisse.

1. **Zweck der Kulisse:** Stofsloser Eintritt des Wassers in das Rad. Wasserführung also derart, dafs die Relativgeschwindigkeit des in das Rad eintretenden Wassers parallel ist zum ersten Element der Radschaufel.

2. **Breite der Kulisse** zur Vermeidung von Kontraktion gleich der Breite des Zuflufsgerinnes. **Weite der Kulissenkanäle** zur Vermeidung von Verstopfungen möglichst nicht kleiner als etwa 60 mm.

3. **Einlauf.** Der Winkel, unter dem die Kulissen an das Rad anschliefsen, ist $\alpha = \sim 27^0$.

Hiermit ist die absolute Eintrittgeschwindigkeit c' für die oberste Kulisse
$$c' = v \frac{\sin \beta}{\sin(\beta - \alpha)}$$
(Bestimmung von β III. Schaufelform).

Die Tiefe des Punktes B unter dem Oberwasserspiegel wird
$$x_1 = (1 + \zeta') \frac{c'^2}{2g}, \qquad \text{worin } \zeta' \sim 0{,}12.$$

4. **Kulissenform** (Abb. 294 u. 295). Man ziehe BO winkelrecht zu c' (demnach tangential zum Kreise vom Halbmesser $r_e' = CO = R \sin \alpha$), beschreibe um B einen Kreis vom Durchmesser $s_1 =$ der Weite der

Abb. 294.

Abb. 295.

oberen Kulisse $= 0{,}06$ bis $0{,}10$ m sowie von O aus zwei Kreisbogen, die den Kreis vom Durchmesser s_1 berühren, und weiter einen Kreisbogen durch B. An die inneren Kulissenbegrenzungen schliefsen sich die Einlaufkurven so an, daß eine allmähliche Richtungs- und Querschnittänderung erfolgt. Die aus der Kulisse sekundlich ausströmende Wassermenge
$$q_1 = \mu b_0 s_1 \sqrt{2 g h_1}$$
mufs auch eintreten können.

Also mufs auch gelten
$$q_1 \leqq {}^2/_3\, \mu_0 b_0 \sqrt{2g}\left(\sqrt{h_1''^3} - \sqrt{h_1'^3}\right)$$
oder
$$h_1'' \geqq \sqrt[3]{\left[(h_1')^{3/2} + \frac{3 q_1}{2 \mu_0 b_0 \sqrt{2g}}\right]^2},$$
worin aufser den in Abb. 293, S. 283 gegebenen Bezeichnungen μ die Ausflufszahl (u. zw. μ bis 0,94 bei eisernen Radschaufeln, bei hölzernen

um 5 bis 10% kleiner), b_0 die lichte Kulissenbreite und $\mu_0 \gtreqless 0{,}90$ die Ausflufszahl für den Eintritt des Wassers in die Kulisse bedeutet.

Für die zweite Kulisse ist, da v unveränderlich ist und die absolute Geschwindigkeit c' des Wassers mit der Tiefe wächst, α gröfser als oben zu wählen, damit wieder w' parallel dem ersten Schaufelelement. Die Weite der Kulisse ist bedingt durch die Annahme:

$$q_1 = q_2 = \mu b_0 s_2 \sqrt{2 g h_2}, \qquad \mu \gtreqless 0{,}93.$$

Ferner ist $$h_2'' \geqq \sqrt[3]{\left[(h_2')^{3/2} + \frac{3 q_2}{2 \mu_0 b_0 \sqrt{2g}}\right]^2} \quad \text{mit } \mu_0 \gtreqless 0{,}90.$$

Ebenso kann weiter nach unten eine dritte und vierte Kulisse angebracht werden; in der Regel reichen drei aus. Man mache $\Sigma q = Q$ und etwa $q_1 = q_2 = q_3$, wodurch s_2 und s_3 gegenüber s_1 festgestellt werden können.

II. Rad.

1. **Raddurchmesser** angenähert $D = H + 3{,}5$ m.

Umfangsgeschwindigkeit $v = 1{,}6$ bis $2{,}2$ m/sk.

Mittelwert $v = 1{,}8$ m/sk.

2. **Radtiefe** $a = 0{,}4 \sqrt[3]{\frac{D}{H}}$ bis $0{,}5 \sqrt[3]{\frac{D}{H}}$,

u. Umst. mehr, namentlich bei stark veränderlichem Unterwasserspiegel.

3. **Radbreite** $b = \frac{Q}{a v \varepsilon}$, worin $\varepsilon = 1/3$ bis $2/3$.

4. **Schaufelteilung** $t = 0{,}5\, a$ bis $0{,}7\, a$.

Ueber **Schaufelzahl** und **Armzahl** S. 284.

5. **Eintauchtiefe** a_1 unter der Voraussetzung, dafs das Wasser unmittelbar vom Rade angenähert mit der Geschwindigkeit v abfliefst,

$$a_1 = \frac{Q}{b v}.$$

6. **Spielraum** zwischen dem Kropfe und dem Rade möglichst gering, eingestellt mittels nachstellbarer Unterschale der Wellenlager.

III. Schaufelform.

Die Richtung des äufsersten Schaufelelementes (Abb. 295 S. 285) wird bestimmt durch $r_a = \sqrt{R^2 - (R - a_1)^2}$; $\sin \beta = (R - a_1) : R$.

Hiervon kann man etwas nach oben oder unten abweichen, u. zw. umsomehr, je weniger Wert darauf gelegt wird, dafs die Schaufeln aus dem Unterwasserspiegel lotrecht austauchen.

Bei lotrechtem Austauchen ist NA die Evolvente an den Grundkreis vom Halbmesser $CA = R \sin \beta = R - a_1$ oder ein Kreisbogen, der sich dieser Evolvente tunlichst anschliefst. Von A an ist die Schaufel möglichst rasch nach oben zu krümmen sowie derart und so weit zu führen, dafs Wasser in das Radinnere nicht übertritt.

Wirkungsgrad $\eta = 0{,}75$ bis $0{,}85$.

c. Räder mit Ueberfalleinlauf.

Für kleine und mittlere Gefälle und stark veränderlichen Unterwasserspiegel $H' = \sim 0{,}4$ bis 3,5 m.

Allgemein ist hierbei $D = 3\,H$ bis $4\,H$ und $v = 1{,}4$ bis 1,7 m/sk. Ueber die Einzelheiten des Rades vgl. das unter **b.** Bemerkte.

Einlauf (Abb. 296). Die Stellung A der mit Leitblech versehenen Schütze beim Ueberfliefsen der normalen Wassermenge ist bestimmt durch

$$Q = \mu\, b_0 h \sqrt{2\, g\, h},$$

worin $\mu = 0{,}50$ bis herab auf $\mu = 0{,}45$ bei Holzschaufeln ist.

Für die mittlere Schicht $A_m X S_1$, in der der ganze Wasserstrahl zusammengedrängt gedacht werden kann, ergibt sich aus

$$0{,}5\, Q = \mu\, b_0 h_m \sqrt{2\, g\, h_m}$$

der Scheitel A_m der entsprechenden Parabel, deren Brennpunkt um $^{10}/_{11}\, h_m$ unter A_m liegt.

Mit R als Halbmesser ist von einem Punkte der im Abstande $R - (H + a_1)$ über dem Oberwasserspiegel liegenden Wagerechten ein Kreis zu beschreiben derart, dafs sein Schnittpunkt X mit der Parabel um etwa 0,40 bis 0,45 m unter dem Oberwasser liegt. (Ueber die Eintauchtiefe a_1 in m S. 286.) Für X wird das Parallelogramm der Geschwindigkeiten mit $c = 0{,}95 \sqrt{2\, g\, x}$ gezeichnet und alsdann geprüft, ob die Zerlegung von c in Richtung des Radumfanges die

Abb. 296.

Abb. 297.

nötige Seitengeschwindigkeit (ungefähr v) liefert. Erforderlichenfalls ist der Mittelpunkt auf der vorstehend näher bezeichneten Wagerechten zu verschieben oder der Radhalbmesser R oder auch die Umfangsgeschwindigkeit v anders zu wählen.

Der tiefste Stand der Schütze ergibt sich aus $Q_{max} = \mu\, b_0 h_t \sqrt{2\, g\, h_t}$, wenn Q_{max} die gröfste Wassermenge in cbm/sk ist, die noch überfliefsen soll.

Zuppingersche Niedergefälle-Räder*) (Abb. 297). v bis gegen 1,2 m/sk, Wirkungsgrad meist $\eta = 0{,}65$ bis 0,75.

*) Vgl. die Abhandlung von Teichmann, Z. d. V. d. I. 1888 S. 53 ff. und Anmerkung S. 283.

Neigungswinkel des dem Unterwasserspiegel entsteigenden Schaufelteilchens gegen die Wagerechte = 70 bis 75° bei der Eintauchtiefe $a_1 = 0{,}3$ m; der Neigungswinkel sei noch mindestens 45 bis 55° bei dem höchsten in Rücksicht zu ziehenden Wasserstande. Die Radtiefe a hängt von der Veränderlichkeit des Unterwasserspiegels ab und liegt etwa zwischen $^1/_8\,R$ und $^1/_3\,R$; a mufs so bemessen werden, dafs das Wasser nicht in das Radinnere übertritt.

d. Wasserräder mit Spannschütze

können als Räder angesehen werden, denen das Wasser durch eine Kulisse zugeführt wird, und sind deshalb unter Beachtung des unter **b.** Gesagten zu behandeln. Im allgemeinen geben sie einen geringeren Wirkungsgrad als die unter **b.** und **c.** besprochenen Räder.

B. Wasserturbinen.

Literatur: Brauer, Turbinentheorie. — Escher, Die Theorie der Wasserturbinen. — Gelpke, Turbinen und Turbinenanlagen. — Honold & Albrecht, Francisturbinen. — Müller, Francisturbinen. — Pfarr, Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb. — Quantz, Wasserkraftmaschinen. — Thomann, Wasserturbinen. — Wagenbach, Neuere Turbinenanlagen.

I. Wirkungsweise und Einteilung der Turbinen.

Im feststehenden Leitapparat wird das Gefälle ganz oder teilweise in Geschwindigkeit umgesetzt (Druckturbinen und Ueberdruckturbinen). Im kreisenden Laufrad wird das strömende Wasser durch die Laufschaufeln aus seiner Bahn gewaltsam abgelenkt. Die auf das Rad übertragene Umfangskraft hat die Gröfse: sekundliche Wassermenge $\times$ Verzögerung in Richtung des Umfangs. Die Druckturbine läuft langsamer als die Ueberdruckturbine, und da sie sich ferner aus baulichen Rücksichten besonders für teilweise Beaufschlagung des Laufrades (durch einzelne Strahlen) eignet, wird sie für hohe Gefälle und kleinere Wassermengen bevorzugt. Von den vielen möglichen Ausführungsformen haben heute nur noch zwei Gattungen gröfsere praktische Bedeutung.

Für Gefälle bis 150 m. Francisturbinen (Abb. 298 bis 301). Voll beaufschlagte Ueberdruckturbine mit radial nach innen gerichtetem Eintritt und mehr oder weniger achsialem Austritt des Wassers. Regelung meist durch drehbare Leitschaufeln, seltener durch Gitterschieber oder Ringschieber. Die Welle bei kleinen Gefällen bis etwa 2 m senkrecht, bei höheren Gefällen je nach den örtlichen Bedürfnissen wagerecht oder senkrecht. Um auch bei kleinen Gefällen wagerechte Welle anordnen zu können, hat man sog. Heberturbinen gebaut, bei denen das Turbinengehäuse höher als der Oberwasserspiegel liegt. Vor dem Ingangsetzen der Turbine wird die Luft an der höchsten Stelle der Zuleitung durch einen Ejektor abgesaugt.*) Einbau im offenen Schacht oder in eisernen Gehäusen (Spiralturbine und Kesselturbine). Zur Erzielung gröfserer Umlaufzahlen können mehrere

*) Amperwerk bei München, gebaut von Escher, Wyss & Co., Zürich, ferner Versuche von Voith-Heidenheim, veröffentlicht von Prof. Oesterlen in Z. f. Turbinenw. 1913 S. 82 u. 98.

kleinere Laufräder auf eine Welle parallel nebeneinandergesetzt werden (Doppelturbine, Vierfachturbine). Wird anderseits bei sehr hohem Gefälle eine niedrige Umlaufzahl verlangt, so kann die Druckhöhe auf zwei hintereinander geschaltete Räder verteilt werden.*)

Abb. 298.

Abb. 299.

Das stets angewendete Saugrohr (Abb. 298) gestattet, die Turbine bis zu 6 m über dem Unterwasser aufzustellen. In dem schlank erweiterten Saugrohr wird die Austrittsgeschwindigkeit des abfliefsenden Wassers und damit der Austrittsverlust wirksam verringert.

Für Gefälle über 50 m. Peltonräder (Abb. 302, 303 u. 323). Druckturbine. Tangential an die Becherscheiben treffen bis zu 4 Strahlen auf die Schneiden der Laufschaufeln und werden durch die Schaufeln um rd. 90⁰ aus ihrer absoluten Bahn abgelenkt, so dafs sie etwa parallel zur Welle das Rad verlassen. Der Strahl ist meist rund und wird dann durch Verschiebung einer mitten in der Düse gelagerten Nadel ge-

Abb. 300.

Abb. 301.

*) Pfarr, Zweistufige Verbundturbine der Zentrale Wiesberg, Z. f. Turbinenw. 1907 Heft 23.

regelt. Die Welle liegt gewöhnlich wagerecht. Die Zuführung des Wassers erfolgt durch eine geschlossene Rohrleitung. Zur Erzielung gröfserer Umlaufzahlen können mehrere Räder mit je zwei bis vier Düsen parallel auf dieselbe Welle gesetzt werden.

Abb. 302 u. 303.

Unterwasser

zum Regulator

$Q = 0{,}4$, $H = 200$, $n = 500$, $Q_I = 0{,}028$, $n_I = 35{,}4$, $n_s = 19{,}65$, $D_0 = 1{,}05$ m, $u_0 = 1{,}95$ m/sk, Strahlstärke $d = 91$ mm.

II. Bezeichnungen (Abb. 298 bis 304).

Mafseinheiten: m, kg, sk.

Q Wassermenge,	H Gefälle,
N Bremsleistung in PS,	t Schaufelteilung,
s Schaufelstärke,	η mechanischer Wirkungsgrad,
n minutliche Umlaufzahl,	ε hydraulischer Wirkungsgrad,
i Schaufelzahl,	φ Verengungsziffer.

$$Q_I = \frac{Q}{\sqrt{H}} \text{ Wassermenge,} \qquad n_I = \frac{n}{\sqrt{H}} = \text{Umlaufzahl}$$

bei dem Gefälle $H = 1$ m.

Abb. 304.

u_1, β_1, α_0, c_{m_0}, w_1, $c_0 = c_1$, $n u_1$, $c_{u_0} = c_{u_1}$

u = Umfangsgeschwindigkeit bei Umlaufzahl n_I, wie überhaupt im folgenden alle Geschwindigkeiten auf $H = 1$ m bezogen sind. Die tatsächlichen Geschwindigkeiten würde man durch Multiplikation mit $\sqrt{H}$ erhalten, c ist die absolute Geschwindigkeit, w diejenige relativ zum Laufrad.

Die Geschwindigkeiten an verschiedenen wichtigen Punkten werden durch Beizeichen besonders bezeichnet. Es bedeutet das Beizeichen

... eine Stelle am Leitradaustritt,
0 „ „ kurz vor dem Laufradeintritt,
1 „ „ kurz hinter dem Laufradeintritt,
2 „ „ kurz vor dem Laufradaustritt,
3 „ „ kurz hinter dem Laufradaustritt.

Ferner bedeutet c_u die Komponente von c in Richtung von u, w_u die Komponente von w, entgegengesetzt der Richtung von u. c_m ist die andere, in den Meridianschnitt fallende Komponente von c.

Die Winkel der absoluten Geschwindigkeit mit u heifsen α, die der Relativgeschwindigkeit mit der negativen u-Richtung β.

III. Das Entwerfen von Turbinen: Die spezifische Umlaufzahl und ihr Zusammenhang mit den erreichbaren Wirkungsgraden.

Sind Gefälle und Wassermenge gegeben und ist auch über das Turbinensystem entschieden, so bleibt doch noch die Möglichkeit, die der Konstruktion zugrunde zu legende günstigste Umlaufzahl innerhalb gewisser Grenzen frei zu wählen. Diese Wahl ist deshalb von Wichtigkeit, weil von ihr die Anlagekosten und der Wirkungsgrad der Turbine wesentlich abhängen. Die verhältnismäfsig rasch laufende Turbine ergibt bei geringeren Anlagekosten meist schlechtere Wirkungsgrade. Es soll zunächst ein Mafs gesucht werden für die Schnellläufigkeit einer bestimmten Turbinenart, das unabhängig ist von dem jeweiligen Gefälle und der Gröfse des Laufrades.

Vergleich derselben Turbine bei verschiedenen Gefällen.

Für dieselbe Turbine sind bei verschiedenen Gefällen Wassermenge, Wassergeschwindigkeiten und Umlaufzahlen proportional $\sqrt{H}$. Die Werte $Q_I = \frac{Q}{\sqrt{H}}$, $n_I = \frac{n}{\sqrt{H}}$ sind also unveränderlich für eine gegebene Turbine, sie können aufgefafst werden als Wassermenge und Umlaufzahl bei dem Gefälle $H = 1$ m. Zum Berechnen der Abmessungen einer Turbine genügt die Kenntnis von Q_I und n_I.

Für verschieden grofse, geometrisch ähnliche Turbinen gilt $D_1 = k_1 \sqrt{Q_I}$ (Querschnitt proportional der Wassermenge!), wo k_1 ein unveränderlicher Koeffizient ist.

Daraus
$$n_I = \frac{60 \cdot u}{k_1 \cdot \pi \cdot \sqrt{Q_I}} = \frac{k_Q}{\sqrt{Q_I}},$$
k_Q ist unveränderlich für Turbinen gleicher Schnellläufigkeit. Es ist Gebrauch geworden, statt Q_I die Leistung N_I einzuführen.
$$N_I = 10\, Q_I \cdot \frac{\eta}{0{,}75}, \quad n_I = \frac{60 \cdot u}{k_1 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot \eta}{0{,}75}} \cdot \frac{1}{\sqrt{N_I}} = \frac{n_s}{\sqrt{N_I}}.$$
Der Wert
$$n_s = n_I \cdot \sqrt{N_I} = \frac{n \cdot \sqrt{N}}{H \cdot \sqrt[4]{H}}$$
ist das gesuchte Mafs für die Schnelligkeit der betreffenden Turbinenart; er kann aufgefafst werden als die Umlaufzahl einer Turbine, die bei $H = 1$ m Gefälle $N = 1$ PS leistet. n_s heifst die spezifische Umlaufzahl (N_I bzw. Q_I sind hier die Werte bei voller Füllung).

Mit dem Peltonrad erreicht man spezifische Umlaufzahlen bis etwa 35 mit einer Düse.*) Bei Anwendung mehrerer Düsen kann n_s

*) Reichel und Wagenbach, Z. d. V. d. I. 1913 Heft 12 bis 14.

proportional der Quadratwurzel aus der Düsenzahl gesteigert werden. Nach unten kann die Umlaufzahl beliebig herabgesetzt werden, erforderlich ist lediglich genügend grofser Durchmesser des Strahlrades.

Die kleinste spezifische Umlaufzahl einer Francisturbine beträgt etwa $n_s = 50$. Sie steigt auf etwa 150 bis 200 beim „Normalläufer" und bis 400 beim „Schnelläufer". Durch Verwendung mehrerer parallel geschalteter Räder kann sie weiter gesteigert werden.

Ein Bild über die Abhängigkeit des Wirkungsgrades der Francisturbinen von der spezifischen Umlaufzahl und der Füllung bietet die Abb. 305. Unter Füllung ist das Verhältnis der jeweiligen zur gröfsten Wassermenge zu verstehen. Die Kurven stellen Linien gleichen Wirkungsgrades in Abhängigkeit von der Füllung und der spezifischen Umlaufzahl dar. Mit f^{norm} ist die Füllung bezeichnet, bei der die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Laufrad senkrecht zur Umfangsgeschwindigkeit steht. Alle diese Zahlenwerte können natürlich keine unbedingte Gültigkeit beanspruchen, denn der Wirkungsgrad hängt noch von vielen Nebenumständen ab. Aufser der richtigen

Abb. 305.

Abb. 306.

Wahl der Hauptabmessungen, dem richtigen Bau der Schaufeln, und der guten Ausführung sind noch folgende Gesichtspunkte von Wichtigkeit:

1. Grofse Turbinen sind günstiger als kleine (Abb. 305 gilt etwa für $D_1 = 1{,}0$, $H = 1{,}5$). Bei grofsen Leistungen und hohen Gefällen spielt die Leerlaufarbeit eine verhältnismäfsig kleine Rolle, und die Wirkungsgrade bei Teilbeaufschlagung sind daher dann relativ höher, als in der Tafel angegeben ist.

2. Schlank erweiterte Saugrohre erhöhen namentlich dann den Wirkungsgrad, wenn, wie bei Schnelläufern, die Turbinen mit grofsem Austrittsverlust entworfen sind. Widerstände und plötzliche Geschwindigkeitsänderungen im Saugrohr erhöhen die Verluste. Der Entwurf der Doppelkrümmer von Zwillingsturbinen ist daher mit besonderer Sorgfalt vorzunehmen. Die Angaben der Tafel gelten für ein kurzes gerades Saugrohr.

3. Der Wirkungsgrad ist auch abhängig vom gesamten Einbau. Gute Wasserführung, glatte Kanäle und kleine Geschwindigkeiten sind überall anzustreben.

Aus alledem ist ersichtlich, dafs die angegebenen Wirkungsgradzahlen nur einen bedingten Wert beanspruchen können. Für Lieferer

wie Abnehmer sind genaue Abnahmeversuche von grofsem Wert, und deshalb sollte schon beim Entwerfen der Bauanlagen durch Anordnung einer geradlinigen Kanalstrecke von genügender Länge und gleichbleibendem Querschnitt die Möglichkeit zu genauen Wassermessungen gegeben sein.

Die Abb. 306 zeigt die Abhängigkeit des Wirkungsgrades der Peltonräder von spez. Umlaufzahl und Füllung. Sie ist ebenso wie Abb. 305 mit einer gewissen Vorsicht aufgestellt, bei günstigen Verhältnissen können höhere Wirkungsgrade erreicht werden.

IV. Berechnung und Bau der Turbinen.

A. Francisturbinen.

a) Das Profil. Nach Entscheidung über die spezifische Umlaufzahl werden die Hauptabmessungen unter Anlehnung an die Abb. 307 und die Querschnittzeichnungen (Abb. 298, 308 u. 316) berechnet.

Abb. 308.

$Q_I = 1, \quad n_I = 75, \quad n_s = 246.$

Abb. 307.

Der Eintrittsdurchmesser des Laufrades (bei Schnelläufern der kleinste Durchmesser des äufseren Profils, Abb. 308) D_1 ergibt sich aus $D_1 = k_1 \sqrt{Q_I}$. Je rascher die Turbine laufen soll, desto kleiner ist k_1 zu wählen. Der Saugrohrdurchmesser ist $D_s = k_s \cdot \sqrt{Q_I}$. Die Breite b des Leitrades ergibt sich aus der Gleichung $D_1 \cdot b \cdot k_b = Q_I$. Die Unveränderlichen k_s und k_b sind ebenso wie die Umfangsgeschwindigkeit u_1 (beim Durchmesser D_1) aus der Abb. 307 zu entnehmen.

Die Lage der Austrittskante wird so gewählt, dafs die mittlere Austrittsgeschwindigkeit bei voller Wassermenge, jedoch ohne die Berücksichtigung der Verengung durch die Laufschaufel, die in den Profilzeichnungen eingeschriebenen Werte nicht wesentlich überschreitet. Scharfe Krümmungen des Laufradprofils sind — namentlich an der äufseren Wand — zu vermeiden.

Die Schaufeln sollen zur Verminderung der Reibungsverluste nicht übermäfsig lang sein, aber auch nicht zu kurz, weil sonst infolge der

Bahnkrümmung leicht Wirbelverluste auftreten. Um die Gröfse der Schaufelflächen im Zusammenhang mit der Schaufelzahl und der übertragenen Arbeit zu bestimmen, mufs man auf den spezifischen Arbeitsdruck auf die Schaufelfläche zurückgreifen.

Derselbe soll nicht mehr als $h = 0{,}15$ bis $0{,}25\,H$ betragen. Daraus ergibt sich für das Produkt aus Schaufelfläche, projiziert auf die Meridianebene (Schaufelprofil), und Schaufelzahl

$$F \,.\, i_2 = \frac{Q_I \,.\, \varepsilon \,.\, H}{h \,.\, u_s},$$

wo u_s Umfangsgeschwindigkeit des Schwerpunktes des Schaufelprofils bei $H = 1$ m ist. Damit sich die Schaufeln nicht verstopfen, wird die lichte Austrittsweite an keiner Stelle kleiner als $a_2 = 30$ bis 50 mm gewählt.

Laufradentwurf. Der weitere Entwurf erfolgt für die Füllung f^{norm} (Abb. 305). Die Meridiangeschwindigkeit c_m wird nunmehr auf dem ganzen Wege verfolgt. Zur Vereinfachung kann vorausgesetzt werden, dafs bei normaler Füllung innerhalb eines jeden Durchflufsquerschnittes (der Niveaufläche) c_m unveränderlich sei. (Die angenommene Wasserverteilung gilt nur für Q^{norm}. Bei gröfserer Füllung drängt sich das Wasser beim Ausflufs mehr nach innen, bei kleinerer Füllung mehr nach aufsen.) Das gesamte Profil wird in vier bis sechs flächengleiche Teile zerlegt (Abb. 308 u. 309). Die Meridiangeschwindigkeit in irgend einem Punkt ist bekannt aus $c_m' = \frac{Q_I}{F_N}$;
c_m' ist die Geschwindigkeit ohne Berücksichtigung der Verengung durch die Schaufeln, F_N die Gröfse der durch den betreffenden Punkt gelegten Niveaufläche. Aus dem Bilde $c_m' =$ Funktion der Länge des mittleren Wasserfadens (Abb. 311) kann die Geschwindigkeit für einen beliebigen Punkt des Querschnittes entnommen werden.

Die Umfangskomponente c_{u_0} ergibt sich aus der Arbeitsgleichung

$$u_0 \,.\, c_{u_0} - u_2 \,.\, c_{u_2} = \varepsilon g.$$

Für die Füllung f^{norm} (Abb. 305) ist $c_{u_2} = 0$. Für diesen Fall wird die Laufschaufel entworfen. Für den Eintritt gilt dann $u_0 \,.\, c_{u_0} = \varepsilon g$. Damit kein Stofs auftritt, darf beim Uebergang ins Laufrad keine Aenderung des Wertes $u \,.\, c_u$ stattfinden. Es mufs also sein $u_0 \,.\, c_{u_0} = u_1 \,.\, c_{u_1}$. Im Laufrad nimmt $u \,.\, c_u$ stetig ab. Kurz vor dem Schaufelende wird der Wert $u \,.\, c_u = 0$ erreicht und bis zum Austritt beibehalten. Aus $\operatorname{tg} \beta = \frac{c_m}{w_u}$ kann das ebene Winkelbild der Schaufel aufgezeichnet werden. Die Abb. 313 bis 315 zeigen das Verfahren für die drei Wasserwege I, III und V. Die Verengung φ $\left(\text{gebraucht für } c_m = \frac{c_m'}{\varphi}\right)$ mufs namentlich für den Schaufelaustritt genauer bestimmt werden.

$$\varphi = \frac{t \,.\, \sin \beta - \frac{s}{\cos \psi}}{t \,.\, \sin \beta}; \qquad \operatorname{tg} \psi = \operatorname{tg} \psi' \,.\, \cos \beta.^{*)}$$

*) Wagenbach, Beiträge zur Berechnung der Wasserturbinen. Z. f. Turbinenw. 1907 Heft 18 bis 20.

Aufzeichnen des Laufrades einer Francisturbine.

Abb. 309.

Abb. 312.

Abb. 313.

Abb. 310.

Abb. 311.

Abb. 314.

Abb. 315.

ψ' ist der im Aufrifs (Abb. 298) gemessene Winkel zwischen Niveaulinie und Spur der Schaufelfläche. Die Stärke s geprefster schmiedeiserner Schaufeln beträgt je nach der Turbinengröfse und deren Leistung 3 bis 8 mm. Im Mittel ergibt sich $\varphi = 0{,}88$ bis $0{,}92$. Das ebene Winkelbild kann zur angenäherten punktweisen Aufzeichnung der Raumkurve benutzt werden. Es möge beispielsweise die in Abb. 314 gezeichnete winkeltreue Abbildung des Wasserfadens III in den Grundrifs (Abb. 310) übertragen werden.

Die Punkte B, C, D usw. liegen auf Kreisen, deren Halbmesser aus Abb. 309 entnommen werden kann. Nimmt man B im Grundrifs an, so liegt C um das Stück n in Richtung des Kreisumfanges verschoben. n mufs dabei auf einem mittleren Kreise zwischen B und C aufgetragen und radial auf dem Kreise C projiziert werden. Durch Wiederholen des Verfahrens wird die ganze Kurve punktweise übertragen.

Die Wasserfäden I bis V können im Grundrifs noch beliebig um den Mittelpunkt des Rades gegeneinander gedreht werden. Sie werden so zueinander geordnet, dafs sich eine stetige Fläche durch sie legen läfst. Die Stetigkeit wird durch radiale Schnitte (oder durch Zylinderschnitte) nachgeprüft (Abb. 310, 312, Schnitte r bis w). Zur Herstellung des Modells werden ebene Schnitte durch die Fläche senkrecht zur Achse gelegt (Abb. 309 u. 310, Schnitte 1 bis 7).

Abb. 316.

$Q_I = 1$, $n_I = 109$, $n_s = 350$.

Abb. 317.

Das Profil eines ungewöhnlichen Schnelläufers zeigt die Abb. 316. Der Laufradentwurf ist der gleiche wie der eben beschriebene.

c) Das Leitrad mufs für volle Wassermenge berechnet werden. Für den mittleren Wasserfaden ist (Abb. 317)

$$u_2 \cdot c_{u_2} = u_2 \left(u_2 - w_{u_2}\right) - u_2^2 \left(1 - \frac{1}{f_1^{\text{norm}}}\right) \text{ [negativer Wert!].}$$

Aus der Arbeitsgleichung ergibt sich $c_{u_0}^{\max} = \dfrac{\varepsilon g + u_2 \cdot c_{u_2}}{u_0}$.

Am Ende der Leitschaufeln, am Radius r, ist

$$c_u^{\max} = \frac{r_0}{r} \cdot c_{u_0}^{\max}, \qquad c_m^{\max} = \frac{Q_I^{\max}}{D \cdot \pi \cdot b \cdot \varphi \cdot \varphi_0}$$

(φ ist die Querschnittsverengung durch die Leitschaufeln, φ_0 durch die Laufschaufeln).

Die Schaufelzahl ergibt sich aus $i \cdot a^{\max} = \dfrac{Q_I^{\max}}{b \cdot \varphi_0 \sqrt{c_m^2 + c_u^2}}$.

Die Lichtweite a wählt man zwischen 50 und 135 mm, je nach der Turbinengröfse.

Die Ausführung der Leitschaufeln geht aus den Abb. 318a u. 318b hervor. Um das Wasser bei jeder Schaufelstellung zwischen parallelen Wänden zu führen, werden die Schaufelenden durch zwei Ebenen gebildet, die den Zentriwinkel χ miteinander bilden (Abb. 318a). Bei kleiner Schaufelzahl würden sich zu plumpe Schaufeln ergeben, und in

Abb. 318a.

Abb. 318b.

Abb. 319.

solchen Fällen wird durch Ansetzen einer Zylinderfläche die Schaufel zugespitzt (Abb. 318b).

d) Berechnung des Spurzapfens. Die Kräfte. Ein Teil der hydraulischen Kräfte ist bestrebt, das Laufrad in Richtung der Achse zu verschieben. Betrachtet man das Rad zusammen mit dem in den Schaufeln befindlichen Wasser als ein Ganzes, so wirken bei senkrechter Anordnung der Welle aufser den Gewichten der sonstigen Bauteile und dem Zahndruck folgende Kräfte auf den Spurzapfen:

1. Gewicht des Laufrades einschl. des Gewichtes des eingeschlossenen Wassers: P_1.

2. Statischer Druck auf die Aufsenflächen des von Wasser erfüllten Radkörpers: P_2.

3. Dynamischer Druck, herrührend von der Beschleunigung, die das Wasser im Laufrad in Richtung der Wellenachse erfährt: P_3.

Der Wasserdruck in einem unter Pressung stehenden Gefäfse wächst, je tiefer der betrachtete Punkt liegt. Um trotzdem ein einheitliches Mafs für den Innendruck zu haben, gibt man an, wie grofs der Druck in einer gewissen wagerechten Ebene, der Nullebene, sein würde. Auch bei Berechnung der Spurbelastung bezieht man zweckmäfsig alle statischen Drücke, die auf das Laufrad

wirken, auf eine Nullebene, z. B. den Unterwasserspiegel. Der Abwärtsdruck, den man dann erhält, ist aber um das vom Laufrad verdrängte bzw. in ihm eingeschlossene Wassergewicht zu grofs: $(P_2 + G_w)$. Zum Ausgleich wird deshalb bei Berechnung von P_1 das Wassergewicht weggelassen und das Gewicht des Rades um den Auftrieb vermindert, statt P_1 also $P_1 - G_w$ berechnet.

Nach Escher gilt angenähert $(P_1 - G_w)^t \sim 2{,}6 \ldots 3{,}05\, D^2 \,.\, b$.

$P_2 + G_w$ setzt sich zusammen aus den Drücken P_a, P_b, P_c, P_d, die auf die Flächen a, b, c und d wirken (Abb. 319) und der Saugwirkung auf die Welle. Man pflegt anzunehmen,*) dafs das Wasser in den Ringräumen mit der halben Winkelgeschwindigkeit des Laufrades umläuft, dementsprechend steigt der Druck mit wachsendem Halbm. nach einer Parabel an. Ordinate in Meter: $\frac{r^2 w^2}{8g}$. Die absolute Höhe des Drucks wird durch die Grenzbedingungen bestimmt, in der Abb. 319 z. B. Druck auf die Fläche a bei den Entlastungslöchern am Durchmesser D_e gleich Null. Durch geeignete Bemessung der Spalte und Anordnung besonderer Entlastungsrohre sucht man den Spurdruck möglichst klein zu halten. Bei Langsamläufern belastet man z. B. die Ringfläche c durch Druckwasser.

Abb. 320.

Eine Bauart, die selbsttätig jeden Achsialschub aufhebt, zeigt Abb. 320. Entsteht beispielsweise eine nach links gerichtete Achsialkraft, so verschiebt sich das Rad mit der Welle ebenfalls nach links. Der ebene Spalt des Raumes a wird verkleinert, der des Raumes c vergröfsert. Der Druck in a steigt und der in c sinkt, bis das Gleichgewicht der Kräfte wieder hergestellt ist. Damit kein dauerndes Pendeln eintritt, müssen die Spalte sehr eng gehalten werden.

Die durch die achsiale Beschleunigung hervorgerufene Kraft P_3 hat die Gröfse

$$P_3 = \frac{Q\gamma}{g}(c_{z_0} - c_{z_2}).$$

Sie wirkt entlastend und ist um so gröfser, je gröfser die Füllung ist. $c_{z_0} - c_{z_2}$ ist die Beschleunigung des mittleren Wasserfadens in Richtung der Achse.

Zur Aufnahme des Achsialschubes dienen bei wagerechten Wellen Kammlager (Lauffläche Stahl auf Weifsmetall), bei stehenden Wellen Ringzapfen und seltener volle Spurzapfen. Als Baustoff für die Ringspuren hat sich namentlich dichtes Gufseisen gut bewährt. Der Auflagerdruck ist bis zu $p \leq 60$ kg/qcm zulässig. Das Produkt aus p und der mittleren Zapfengeschwindigkeit kann gesetzt werden $p \,.\, v \leq 20$ kg/qcm . m/sk für ungekühlte Lager, $p \,.\, v \leq 80$ kg/qcm . m/sk, wenn Kühlung des Schmieröls vorgesehen ist.

Neuerdings gewinnen die Kugellager auch hier immer gröfsere Bedeutung und haben sich als betriebssicher bewiesen.

---

*) Kobes, Der Druck auf den Spurzapfen der Reaktionsturbinen und Kreiselpumpen.

Peltonräder.

a) Düse. Heute werden meist nur noch runde Strahlen mit Regelung der Strahlstärke durch verschiebbare Nadeln angewendet (Abb. 303 u. 321). Die früher gebräuchlichen rechteckigen Strahlen mit Regelung durch Zungen sind wegen der Schwierigkeit, die Dichtung der beweglichen Backen dauernd aufrecht zu erhalten, verlassen worden. Die Geschwindigkeit im Rohr vor der Düse beträgt 0,55 bis $0{,}65\sqrt{H}$ und nimmt stetig bis zum Mündungsquerschnitt f_0 zu. Je rascher die Zunahme erfolgt, je glatter die Flächen sind und je kleiner der Durchmesser der Nadel an der dicksten Stelle ist, desto kleiner sind die Reibungsverluste. Im Austrittsquerschnitt f_0 ist die Umsetzung von Druck in Geschwindigkeit nur an der äufseren Fläche des Strahles vollendet, im Kern herrscht infolge der Bahnkrümmung höherer als Atmosphärendruck und kleinere Geschwindigkeit als am Rand. Die mittlere Geschwindigkeit im Austrittsquerschnitt beträgt je nach der Form der Düse 3 und $4\sqrt{H}$ und steigt im freien Strahl bis zu einem Höchstwert von $c_0 = 4{,}36\sqrt{H}$, entsprechend einem Wirkungsgrad von 97 % bei voller Oeffnung. Der Spitzenwinkel des Austrittskegels der Düse beträgt 60 bis 80°. Mit den angegebenen Geschwindigkeiten ergibt sich der Durchmesser des Rohres zu $d_r = 1{,}4$ bis $1{,}52\sqrt{Q_I}$ und die Strahlstärke $d = 0{,}54\sqrt{Q_I}$.

Bei gröfster Oeffnung versperrt die Nadel noch 0,10 bis 0,16 des Mündungsquerschnitts. Der gröfste Nadeldurchmesser ergibt sich aus der Bedingung, dafs der Wendepunkt W im Querschnitt der Nadel bei Schlufsstellung noch innerhalb der Düse liegt (Abb. 321). Das ist notwendig, damit kein Loslösen des Strahles von der Nadel auftritt, was Korrosionserscheinungen zur Folge haben würde. Bei gröfseren Ausführungen fertigt man die Becher und Düsen aus Stahlgufs, die Nadel aus Nickelstahl, bei kleineren Abmessungen führt man alle diese Teile in Bronze aus. Die Flächen, über die das Wasser mit grofser Geschwindigkeit strömt, müssen glatt geschliffen und poliert sein, um Wirbelbildung zu vermeiden. Als gröfste zulässige Strahlstärke, bei der die Schaufeln noch sicher genug befestigt werden können, gilt heute etwa 200 mm.

Abb. 321.

b) Radscheibe und Becher. Die günstigste Umfangsgeschwindigkeit für ein gegebenes Rad wird berechnet aus der Arbeitsgleichung

$$u_0 c_0 - u_2 c_{u_2} = \varepsilon g,$$

wo (für volle Füllung) $u_2 c_{u_2} = 0 \ldots 0{,}2$ gesetzt wird.

Die Umfangsgeschwindigkeit wird dann 1,8 bis 2,1 m/sk. Der kleinere Wert ergibt sich bei grofsen spezifischen Umlaufzahlen (ε klein), der grofse bei kleinem n_s und genügender Schaufelzahl. Bei dem Entwurf ist in erster Linie darauf zu achten, dafs nicht einzelne

Wasserteilchen unausgenutzt zwischen den Schaufeln durchspritzen. Um einen solchen Fehler zu erkennen, zeichne man die Bahn, die der Wasserstrahl relativ zum ruhend gedachten Rad durchläuft (Abb. 322). Jeder Punkt des Strahles beschreibt eine verlängerte Evolvente, die durch Abrollen der Geraden L auf dem Kreise K entsteht, wobei die betr. Punkte des Strahls fest mit der Geraden L verbunden zu denken sind. Der Kreis K hat den Halbm. $r_0 \cdot \frac{c_0}{u_0}$, so dafs seine Umfangsgeschwindigkeit gleich c_0 sein würde. Alle Evolventen, die von den auf einer Strahllinie liegenden Punkten beschrieben werden, sind kongruent. Es genügt daher, sie nur einmal aufzuzeichnen (Evolventen für die Wasserfäden I, II u. III) und die Schaufeln gegenüber den Evolventen in die gewünschte Lage zu drehen (Abb. 323). Schaufel 2 zeigt die Relativlage von Strahl und Schaufel beim ersten Auftreffen des Strahles. Die um eine Teilung voreilende Schaufel 1 stellt die Relativlage von Schaufel und Strahl dar beim letzten Auftreten des Fadens I. Die Stellung 2' zeigt das erste Auftreffen des Fadens III, die Stellung 1' das letzte. Damit der Strahl in 1' seine Arbeit noch abgeben kann, wählt man die Teilung $t = 0{,}65$ bis $0{,}85 \cdot t_h$ (bei der Teilung t_h würde gerade kein Wasser mehr unbenutzt zwischen den Schaufeln durchstreichen). Versuche haben gezeigt, dafs eine grofse Schaufelzahl günstig wirkt, nur wachsen leider dann auch die Schwierig-

Abb. 323.

Abb. 322.

keiten der Becherbefestigung. Die Verbindung zwischen Becher und Radscheibe mufs die hämmernde Umfangskraft und die Schleuderkraft aufnehmen. Beim Durchgehen der Maschine steigt letztere auf das 3,25fache des Normalwertes, beim Stillstande wächst die Umfangskraft auf das 1,8fache der normalen. Es empfiehlt sich, durch gegenseitiges Verspannen der einzelnen Becher die Wirkung der Umfangskraft auf eine gröfsere Schaufelzahl zu verteilen.

Die Schneide soll möglichst senkrecht zum relativen Wasserstrahl stehen. Ueber die Hauptabmessungen der Becher sind einige Angaben in der Abb. 323 gemacht. Die Becherbreite B kann etwa $1{,}5\sqrt{Q_I}$ gewählt werden, die Länge $L \cong 1{,}1\sqrt{Q_I}$ und die Tiefe $T \cong 0{,}45\sqrt{Q_I}$. Mit ähnlichen Abmessungen wurden die in Abb. 307 mitgeteilten Wirkungsgrade ermittelt. Den halben Schneidenwinkel wählt man zwischen 7 und 15^0, den Austrittswinkel zwischen 4 und 7^0. Der Wirkungsgrad steigt mit kleiner werdendem Austrittswinkel, selbst wenn bei voller Beaufschlagung der austretende Strahl bereits von der nachfolgenden Schaufel gestreift wird.

Die Schaufeln erhalten an der Spitze einen Ausschnitt von der Breite des Strahles, der so gestaltet wird, dafs der Strahl nicht oder doch nur unter kleinem Winkel auf die Rückseite der Schaufel auftrifft. Die Ausführung ist in Abb. 323 bei Schaufel 2 für den Mittelschnitt gezeigt. Man soll den Ausschnitt möglichst klein machen, weil sonst der Wasserfaden III gegen Schlufs des Auftreffens ungünstige Arbeitsbedingungen vorfindet.

c) Das Gehäuse (Abb. 302 u. 300) besteht aus einem kräftigen Unterteil, der die Lager und die Düsen aufnimmt, und aus dem Deckel. Dort, wo das Wasser austritt, erhält das Gehäuse eine Breite von mindestens $4\frac{1}{2} \ldots 5\sqrt{Q_I}$. Bei hohen Gefällen sind diejenigen Stellen, auf die der Strahl auftreffen kann, mit Eisenplatten sorgfältig zu panzern. (Beim Durchgehen der Turbine geht der Strahl zum Teil frei zwischen den Schaufeln durch.)

V. Regelung der Wasserturbinen.*)

A. Allgemeines.

Bei Turbinen ist infolge des grofsen Widerstandes, den die Verstellung des Leitapparates zumeist bietet, eine unmittelbare Regelung ausgeschlossen. Es ist notwendig, einen Krafteinschalter (Servomotor) anzuordnen, so dafs das Pendel nur die Arbeit zur Steuerung desselben zu leisten hat.

Die Gestängeteile, die den zur Herstellung einer geordneten Regelung nötigen festen Zusammenhang zwischen der Pendelmuffe und der Stellung des Leitapparates für den Beharrungszustand herbeiführen, werden in ihrer Gesamtheit als Rückführung bezeichnet. Für Anlaufen, Abstellen und Aenderung der Drehzahl der Turbine ist ein Glied der Rückführung von Hand verstellbar anzuordnen.

---

*) **Literatur:** Bauersfeld, Die automatische Regulierung der Turbinen. — Budau, Berechnung der hydraulischen Regulatoren; Die Geschwindigkeitsregulierung der hydraulischen Motoren. — Pfarr, Turbinen. — Stodola, Regulierung der Turbinen. — Thomann, Wasserturbinen. — Tolle, Regelung der Kraftmaschinen.

Als Krafteinschalter wurden früher vielfach mechanische, durch die Turbine selbst bewegte Getriebe verwendet (mechanische Regler), heute kommen fast ausschliefslich nur noch durch Druckflüssigkeit betätigte Zylinder und Kolben in Betracht, deren Steuerung das Pendel übernimmt (hydraulische Regler).

B. Bestimmung des Krafteinschalters (Regulierzylinder, Steuerquerschnitt).

Diese hat auszugehen von dem Regulierhub und dem auf diesem Hub auftretenden Gröfstwert des Widerstandes. Das Produkt aus diesem Gröfstwert und dem Hub kann als maximale Regulierarbeit bezeichnet werden; sie ist gröfser als die zu völligem Oeffnen oder völligem Schliefsen der Turbine aufzuwendende Arbeit, die eigentliche Regulierarbeit. Die Ermittlung dieser Arbeiten hat im Einzelfalle zu erfolgen unter Berücksichtigung des auf die beweglichen Teile wirkenden Wasserdruckes sowie der Reibung in sämtlichen Gliedern bis zur Kolbenstange des Regulierzylinders. Die Schwierigkeit dieser Aufgabe, namentlich hinsichtlich der genauen Bestimmung der Reibung, weist auf den Weg des Versuches hin.

Für Francisturbinen mit Drehschaufeln normaler Konstruktion läfst sich die für die Berechnung des Krafteinschalters einzuführende maximale Regulierarbeit (in mkg) mit Näherung ermitteln aus der Beziehung

$$A_r = K \,.\, B \,.\, D \,.\, H$$

oder

$$A_r = k \frac{N_{max}}{\sqrt{H}} \qquad \ldots \ldots \quad (1)$$

Hierin bedeuten

D Durchmesser des Laufrades in m,
B Breite des Leitapparates in m,
H Gefälle in m,
N_{max} Leistung der voll geöffneten Turbine.

K und k sind Erfahrungszahlen, die ungefähr folgende Werte haben:

$K = 60$, $k = 1{,}5$ für gröfsere Turbinen mit wagerechter Achse,
$K = 80$, $k = 2{,}0$ für mittlere und kleinere Turbinen mit senkrechter Achse,
} Aufsenregelung oder Lenker

$K = 100$, $k = 2{,}5$ für kleine Turbinen mit Regelung durch Gleitsteine und Schlitze.

Ist das Hubvolumen des Regulierzylinders V_{lit}, so ermittelt sich der zur Ueberwindung von A_r nötige Druck p_i kg/qcm aus

$$A_r = 10\, p_i \,.\, V \text{ mkg.}$$

Ist der vor dem Steuerventil zur Verfügung stehende Druck p_a kg/qcm, so hat der Regulierzylinder ein Arbeitsvermögen

$$A_s = 10\, p_a \,.\, V \text{ mkg.}$$

Der zur Erzeugung der Geschwindigkeit der Arbeitsflüssigkeit sowie zur Ueberwindung der Durchflufswiderstände im Steuerventil und den

Leitungen zum Regulierzylinder zur Verfügung stehende Druck p_v kg/qcm ist somit

$$p_v = p_a - p_i = \frac{A_s - A_r}{A_s} p_a = \psi \cdot p_a.$$

Das Hubvolumen drückt sich mit dieser Bezeichnung aus

$$V = \frac{A_r}{10\, p_a (1 - \psi)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Als Schlufszeit wird diejenige Zeit bezeichnet, die der Regulierzylinder braucht, um bei der gröfsten Oeffnung des Steuerschiebers von f qcm die Turbine zu schliefsen bzw. zu öffnen. Mit vorstehenden Bezeichnungen ergibt sich*)

$$T_s = \frac{\tau A_r}{(1 - \psi) \sqrt{\psi} \sqrt{p_a^3} f} \text{ in sk} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Für den Koeffizienten τ kann bei mittleren Verhältnissen und kurzen Leitungen vom Steuerventil zum Steuerzylinder mit einem Querschnitt von mindestens dem vollen Eröffnungsquerschnitt gesetzt werden

$$\tau = 0{,}25 \text{ bis } 0{,}40$$

für Wasser und dünnflüssiges Oel, unter Voraussetzung, dafs die maximale Regulierarbeit nicht zu sehr verschieden ist von der eigentlichen Regulierarbeit, sowie unter Beachtung, dafs τ sehr wesentlich abhängig ist von der Bauart des Steuerventils.

Abb. 324.

Bei bestimmten A_r, p_a, f wird T_s ein Minimum für

$$\psi = \frac{1}{3} = 0{,}333.$$

Es empfiehlt sich jedoch, ψ gröfser zu halten, $\psi = 0{,}5$ bis $0{,}6$, weil zumeist A_r nicht mit voller Sicherheit vorausbestimmt werden kann und sich im Laufe der Zeit infolge von Abnutzung, Rosten, Verschmutzen oder Versanden der Turbine erheblich steigern kann. f ist nach Abb. 324 zu setzen

$$f = \pi \cdot d \cdot h,$$

unter der Voraussetzung, dafs $\frac{\pi}{4}(d^2 - d_i^2)$ sowie Zulauf, Ablauf und Leitungen nach dem Regulierzylinder mindestens dieselbe Gröfse besitzen.

C. Bestimmung der Drehzahländerung und der Schwungmassen.

Bezeichnungen: Die durch die Rückführung bewirkte feste Zuordnung jeder Stellung des Leitapparates zu einer bestimmten Stellung

*) Formel gilt für doppeltwirkende Regulierzylinder mit beidseitiger Steuerung, für Differentialzylinder mit einseitiger Steuerung ist unter gleichen Verhältnissen $2\,A_r$ statt A_r einzuführen.

der Pendelmuffe weist der voll geöffneten Turbine eine bestimmte Drehzahl n_1, der ganz geschlossenen Turbine eine solche n_2 zu. Das Verhältnis $\frac{n_2 - n_1}{\frac{1}{2}(n_2 + n_1)} = \delta_r$ heifst „Ungleichförmigkeitsgrad der Regelung".

Die Drehzahl des Pendels an seiner oberen Hubgrenze sei n_o, an seiner unteren Hubgrenze n_u. Das Verhältnis $\frac{n_o - n_u}{\frac{1}{2}(n_o + n_u)} = \delta_p$ heifst „Ungleichförmigkeitsgrad des Pendels".

Es ist $$\delta_p \geqq \delta_r.$$

Die Aenderung der Belastung von N_1 auf N_2, bezogen auf die Höchstbelastung N_{max}, $\frac{N_1 - N_2}{N_{max}} = \varphi$ heifst „(verhältnismäfsige) Belastungsänderung".

Die vorübergehende maximale Aenderung der Drehzahl bei einer Regelung von n_1 auf n_{max}, bezogen auf den Ausgangswert n_1, $\frac{n_{max} - n_1}{n_1} = \xi$ heifst „(verhältnismäfsige) Drehzahländerung".

φ und ξ sind reine Zahlen und werden zumeist in Prozenten angegeben,

J das Trägheitsmoment sämtlicher umlaufenden Massen der Turbine und der angetriebenen Maschine,

$GD^2 = 4 \cdot 9{,}81\, J$ das sogenannte „Schwungmoment" in kg . m²,

M_{max} das der maximalen Leistung N_{max} bei normaler Geschwindigkeit ω, n entsprechende Drehmoment in mkg,

G_1 das Gewicht, bezogen auf die Einheit der maximalen Leistung, das bei einer Geschwindigkeit von 30 m/sk dasselbe Arbeitsvermögen besitzt wie sämtliche umlaufenden Teile der Maschine,

T_a die Anlaufzeit; es ist

$$T_a = \frac{J\omega}{M_{max}} = \frac{J\omega^2}{75\, N_{max}} = \frac{GD^2 \cdot n^2}{270000\, N_{max}} = 1{,}22\, G_1 \quad . \quad (4)$$

T die Regulierzeit, diejenige Zeit, die verläuft, von dem Beginn der Belastungsänderung an bis zum ersten Ausgleich zwischen Belastung und Leistung. Die ganze Dauer eines Reguliervorganges bis zur Einstellung des neuen Beharrungszustandes ist im allgemeinen wesentlich gröfser als T.

Die Regulierzeit T setzt sich zumeist aus 3 Teilen zusammen

$$T = T_1 + T_2 + T_3.$$

Es ist

1. T_1 die Zeit, die vergeht, bis die Drehzahl sich so weit geändert hat, dafs die Eigenreibung des Pendels, der Widerstand des Stellzeuges und des Steuerventils überwunden ist, und das Steuerventil die Steuerkanäle so weit geöffnet hat, dafs der Krafteinschalter sich zu bewegen beginnt. Während der Zeit T_1 bewegt sich der Krafteinschalter nicht, die eingetretene Drehzahländerung kann als vollständige „Unempfindlichkeit" bezeichnet werden, sie ist bei allen Belastungsänderungen ungefähr gleich grofs: $\varepsilon_t = 0{,}1$ bis $0{,}5\,\%$.

2. T_2 die Zeit von Beginn der Bewegung des Krafteinschalters, bis das Steuerventil seinen gröfsten Durchflufsquerschnitt erreicht hat. Der Krafteinschalter bewegt sich mit steigender Geschwindigkeit.

3. T_3 die Zeit von Beginn der Bewegung des Krafteinschalters mit der dem gröfsten Durchflufsquerschnitt entsprechenden gröfsten Geschwindigkeit bis zum ersten Ausgleich von Belastung und Leistung.

Je nach Bauart und Gröfse der Belastungsänderung ist T_2 oder T_3 vorherrschend, und man kann demnach unterscheiden:

a) Ist T_2 bei allen Belastungsänderungen vorherrschend und verschwindet T_3, so ist T_2 für alle Belastungsänderungen angenähert unveränderlich, die in der Zeit T_2 auftretenden gröfsten Drehzahländerungen sind angenähert den Belastungsänderungen proportional.

b) Ist T_3 bei allen Belastungsänderungen vorherrschend, T_2 klein gegen T_3, so nähert sich das Verhalten des Reglers demjenigen der Regler mit mechanischem Krafteinschalter mit konstanter Verstellgeschwindigkeit, T_3 ist angenähert proportional der Belastungsänderung, die auftretenden gröfsten Drehzahländerungen sind angenähert proportional dem Quadrat der Belastungsänderung.

Die Zusammensetzung von T aus T_2 und T_3 beeinflufst somit wesentlich das Verhältnis der gröfsten Umdrehungsänderungen, die bei teilweisen Belastungsänderungen auftreten, zu der gröfsten Umdrehungsänderung bei einer vollständigen Belastungsänderung.

Bei neuzeitlichen Reglern kann dieses Verhältnis durch folgende Zahlen ungefähr gekennzeichnet werden:

Belastungsänderung	Umdrehungsänderung
$\varphi = 100\,\%$	$\xi_{max} = \varepsilon_t + \xi_m$
$\varphi = 75$ „	$\xi = \varepsilon_t + 0{,}60$ bis $0{,}70\,\xi_m$
$\varphi = 50$ „	$\xi = \varepsilon_t + 0{,}30$ „ $0{,}45\,\xi_m$
$\varphi = 25$ „	$\xi = \varepsilon_t + 0{,}15$ „ $0{,}20\,\xi_m$

. . (5)

Zur Ermittlung von ξ_m, der Umdrehungsänderung, die bei einer vollständigen Belastungsänderung im Zeitraum T_2 und T_3 eintritt, kann zumeist T_2 als klein gegen T_3, der halbe Wert als verlorene Zeit betrachtet und sodann für T_3 die Schlufszeit T_s eingesetzt werden. Unter der Voraussetzung, dafs das Drehmoment sich linear mit der Zeit ändert, ergibt sich sodann

$$T_a \xi_m = 50\,(T_s + T_2) = C\,(T_s + T_2),\quad \xi_m \text{ in Prozent} \quad . \ (6)$$

Für T_2 kann im Mittel $T_2 = 0{,}1$ bis $0{,}2''$ gesetzt werden.

Die Voraussetzung der linearen Abnahme des Drehmoments pflegt in Wirklichkeit nicht erfüllt zu sein. Ueberdies verlaufen Entlastungen und Belastungen stets, selbst bei plötzlichem Aus- und Einschalten eines auf Wasserwiderstand arbeitenden Stromerzeugers, keineswegs augenblicklich im strengsten Sinne des Wortes. Es wird demnach der theoretische Koeffizient $C = 50$ zu hoch gegriffen sein. Man kann statt 50 etwa setzen:

Für kleine Schlufszeiten $T_s = 1$ bis $2''$, $C = 40$
„ gröfsere „ $T_s = 5''$ u. m., $C = 45$.

Solange $$\varphi < 2\,\delta_r \cdot \frac{T_a}{T_s} \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ (7)$$

verläuft der Reguliervorgang aperiodisch in theoretisch unendlich langer Zeit (Abb. 325).

Ist
$$\varphi > 2\,\delta_r \cdot \frac{T_a}{T_s},$$
so wird der neue Beharrungszustand nach einer Reihe von abnehmenden Schwankungen der Drehzahl erreicht (Abb. 326). Eine Regelung ist um so besser, je mehr sie sich bei gleichem ξ_{max} dem in Abb. 327 dargestellten aperiodischen Vorgang nähert. Um dies zu erreichen, werden heute vorzugsweise 2 Mittel verwendet:

Abb. 325 bis 327.

1. Beeinflussung des Pendels durch die Bewegung des Krafteinschalters derart, daſs vorübergehend δ_p mehr oder weniger erhöht wird (Pendelbremsung).

2. Bewegung der Rückführung derart, daſs δ_r vorübergehend mehr oder weniger erhöht wird (nachgiebige, elastische Rückführung, Doppelrückführung).

Beide Mittel sind theoretisch gleichwertig und haben praktisch zu gleich guten Ergebnissen geführt.

D. Einfluſs der Rohrleitung.

Ist die Turbine angeschlossen an eine Rohrleitung von der Länge L m und entspricht der höchsten Leistung N_{max} eine Geschwindigkeit in derselben c_{max}, so sind die für die Regelung in Betracht kommenden Eigenschaften der Rohrleitung gekennzeichnet durch den eine Zeitgröſse vorstellenden Wert $T_l = \frac{L \cdot c_{max}}{g \cdot H}$ (g Beschl. der Schwere).

Infolge der Massenwirkung des Wassers entsteht bei einer Aenderung des Wasserdurchflusses der Turbine unmittelbar vor derselben eine Druckerhöhung oder Druckerniedrigung. Der zeitliche Verlauf dieser Druckänderung ist stark abhängig von dem zeitlichen Verlauf des wirklichen Ausfluſsquerschnitts, den die Turbine unter den jeweiligen Betriebsverhältnissen darstellt. Abb. 328 zeigt den Einfluſs des Abschluſsgesetzes bei vollständigem Abschluſs der Leitung.

Gewöhnlich weicht das Abschluſsgesetz von dem linearen nicht sehr stark ab, so daſs bei vollständigem Abschluſs in der Zeit T_s für die entsprechende Druckerhöhung ΔH gesetzt werden kann

$$\frac{\Delta H}{H} = 1{,}3 \text{ bis } 1{,}5\,\frac{T_l}{T_s} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Eine Berücksichtigung der Elastizität des Wassers und Rohrbaustoffs*) ist in Betracht zu ziehen, wenn

$$\frac{a \cdot c_{max}}{g \cdot H} < 1$$

*) Alliévi, Revue de Mécanique 1904.

ist; hierin bedeutet a die mittlere Fortpflanzungsgeschwindigkeit einer Druckwelle längs des Rohres, die sich für schmiedeiserne Leitungen ermittelt aus

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + 0{,}008\,\frac{d}{s}}},$$

worin d der lichte Durchmesser, s die Wandstärke der Rohrleitung bedeutet und der Einflufs der Nietungen, Flanschen, Auflagerstellen auf Grund von Erfahrungswerten schätzungsweise berücksichtigt ist.

Bei einer vollständigen Entlastung der Turbine kann der Einflufs der Rohrleitung mit grofser Näherung als eine scheinbare Vergröfserung der Regulierzeit T um $1{,}35\,T_l$ berücksichtigt werden,*) so dafs zur Ermittlung von ξ_m an Stelle von Gleichung (6) die Beziehung zu verwenden ist

$$T_a \cdot \xi_m = C\,(T_s + T_2 + 1{,}35\,T_l) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Für teilweise Belastungsänderungen können die unter (5) angegebenen höheren Werte gesetzt werden.

Bei Francisturbinen im geschlossenen Gehäuse ist die Massenwirkung des im Gehäuse, Leitrad und Saugrohr bewegten Wassers zu berücksichtigen. Als Ueberschlagswert kann bei Einlaufgeschwindigkeiten ins Gehäuse von 0,25 bis $0{,}3 \cdot \sqrt{2\,g\,H}$ eine auf diese Geschwindigkeit reduzierte Rohrlänge von $6\,(D + 1)$ m (D der Laufraddurchm. in m) in Anrechnung gebracht werden.

Abb. 328. Druckschwankung für $\frac{T_l}{T_s} = 0{,}4$

Mittelwert für $A, B, C = \frac{T_l}{T_s}$

Die Regelung wird bei Belastungsänderungen nicht dauernde oder wachsende Geschwindigkeitsschwankungen hervorrufen, wenn die Stabilitätsbedingung erfüllt ist

$$\delta_r\,T_a > 1{,}5\,T_l \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

Für Rohrleitungen pflegt je nach dem Gefälle eine mehr oder weniger grofse Drucksteigerung als zulässig angesehen zu werden. Als obere Grenzwerte können ungefähr folgende Werte gelten

bei Gefällen bis 50 m $\Delta H/H$ bis 50 %
„ „ „ 150 „ $\Delta H/H$ „ 25 „
„ „ über 250 „ $\Delta H/H$ „ 15 „

*) Z. f. Turbinenw. 1910 S. 145 u. f.

Ergibt die nach Gleichung (8) ermittelte Schlufszeit T_s für die vorgeschriebene gröfste Drehzahländerung grofse Werte von T_a, also grofse Schwungmassen, so greift man zu Druckreguliervorrichtungen, sog. Druckreglern, oder Freiläufen, die synchron mit der Abschlufsbewegung des Leitapparates eine Hülfsöffnung an der Rohrleitung öffnen, so dafs zunächst die Geschwindigkeit in der Leitung nicht geändert wird, und diese Hülfsöffnung dann, nach Mafsgabe der zulässigen Drucksteigerung, langsam wieder schliefsen. Die Schlufszeit für die Turbine kann dabei klein gehalten werden. Die Zweckmäfsigkeit der Anordnung solcher Apparate ist abhängig von dem Kostenverhältnis des erforderlichen Mehrgewichts an Schwungmassen und des Druckreglers. Bei Anwendung eines Druckreglers ist die Oeffnungszeit zur Vermeidung starker Druckabfälle, die durch die elastische Wirkung der Leitung zu starken Druckstöfsen führen können, genügend grofs zu halten, was praktisch immer zulässig ist, da Belastungen im Betriebe in der Regel viel langsamer erfolgen als Entlastungen.

Bei Freistrahlturbinen werden statt der Druckregulierung vielfach Doppelregelungen angewendet, die aus zwei Reguliersystemen bestehen, von denen das eine rasch wirkende nur die Leistung der Turbine abändert, ohne die Durchflufsmenge wesentlich zu beeinflussen, während das andere langsam wirkende die Durchflufsmenge der geänderten Leistung anpafst, so dafs im Beharrungszustand keine Wasserverschwendung eintritt. Dies wird erreicht durch gleichzeitige Anwendung von Strahlablenkern mit Nadeldüsen oder durch Schwenkdüsen.

Bei Zuführung des Betriebswassers durch Druckstollen erheblicher Länge wird vor Uebergang zur Rohrleitung ein Ausgleichbehälter eingeschaltet, das Wasserschlofs.*) Ist die Länge des Druckstollens L_s m, der Querschnitt f_s qm, die gröfste Wassergeschwindigkeit c_s m/sk und erhält das Wasserschlofs einen Querschnitt von F qm, so wird bei plötzlichem Stau der gesamten Wassermenge eine gröfste Spiegelerhebung h_{max} eintreten, die sich genähert bestimmt zu

$$h_{max} \cong h_0 - 0{,}6\, h_w; \quad \ldots \ldots \quad (11)$$

hierin ist

$$h_0 = c_s \sqrt{\frac{L_s \cdot f_s}{g \cdot F}}$$

der bei Abwesenheit von Reibung auftretende Höchstwert der Spiegelerhebung, h_w der Druckhöhenverlust durch Reibung im Stollen.

Vorausgesetzt ist dabei, dafs $h_0 > h_w$.**)

Die Zeit zur Erreichung des Wertes h_{max} ist angenähert gleich dem 4. Teil der Eigenschwingungszeit T des Systems, die bestimmt ist durch

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{L_s \cdot F}{g \cdot f_s}}.$$

Infolge der selbsttätigen Regelung der Turbinen können wachsende Schwingungen entstehen, wenn h_{max} zu grofs, F zu klein gewählt wird.

Dies wird vermieden, wenn $h_0 < \sqrt{2\, H \cdot h_w}$ bleibt.

---

*) In umfassender Weise sind die hierhergehörigen Fragen behandelt in einer Arbeit von Prof. Dr. F. Prášil, Wasserschlofsprobleme. Schweiz. Bauz. 1908.

**) Ist $h_w > h_0$, so ist genähert $h_w h_{max} \cong 0{,}5\, h_0^2$.

H ist hierin das Nutzgefälle für die Turbinen beim Beharrungszustande und der Stollengeschwindigkeit c_s.

E. Beschaffung der Arbeitsflüssigkeit.

Als Arbeitsflüssigkeit für Krafteinschalter wird Druckwasser oder Drucköl verwendet. Ersteres wird meist der Leitung entnommen und ist sorgfältigst zu reinigen durch genügend grofse, im Betriebe auswechselbare Filterflächen. Drucköl wird in besonderen Pumpen erzeugt, und zwar kann die zu einer Regulierbewegung erforderliche Oelmenge dauernd, aber mit geringerem Drucke von der Pumpe geliefert werden, oder es findet bei kleinerer Pumpenlieferung eine Aufspeicherung im Windkessel oder Gewichtsakkumulator statt. Als Arbeitsdrücke sind 10 bis 20 at üblich. Arbeiten mehrere Turbinen in demselben Betriebe, so kann für jede Regelung Pumpe und Windkessel gesondert ausgeführt werden, oder es kann das für den gesamten Betrieb erforderliche Drucköl in eine gemeinsame Pumpenanlage geschafft werden.

Im ersten Falle genügt es für die meisten Betriebe, wenn die Pumpe in der Minute das 3- bis 5fache Hubvolumen des Krafteinschalters liefert und der Luft- und Oelraum des Windkessels je etwa die 4- bis 6fache Gröfse des Hubvolumens erhält. Bei gemeinsamer Oelpumpenanlage soll die Pumpenleistung für jede im Betriebe befindliche Einheit mindestens 25 bis 50 l betragen, je nach den Verlusten der Steuerventile. Das Luft- und Oelvolumen soll je mindestens das 5- bis 8fache des Hubvolumens der Krafteinschalter sämtlicher gleichzeitig im Betriebe befindlichen Einheiten betragen.

Für genügende Reserve ist bei Zentralanlagen Sorge zu tragen.

F. Uebliche Zahlenwerte.

Gewährleistung:

Bei plötzlicher Belastungsänderung der Vollast von

		25 %	50 %	100 %
a	Umdrehungsänderungen von	2 „	4 „	8 „
b	„ „	3 „	6 „	16 „
c	„ „	5 „	10 „	30 „

a scharfe, *b* mittlere, *c* mäfsige Gewähr.

Wahl je nach den Kraftschwankungen des Betriebes und den Anforderungen der angetriebenen Maschinen.

Die Schlufszeiten bewegen sich für offene Turbinen zumeist zwischen 1,5″ und 3″.

Für den Mittelwert 2″ erfordern obige Gewährleistungen eine Anlaufzeit bzw. ein G_1 von

	a	*b*	*c*
T_a	11,2″	5,4″	2,9″
G_1 (rund)	9	4,5	2,5 kg/PS.

Bei gröfseren Gleichstrom- und Drehstromerzeugern sind häufig die zu einer guten Regelung erforderlichen Schwungmassen bei üblicher Bauweise schon ganz oder teilweise vorhanden, man findet Werte (mit wachsender Gröfse und Geschwindigkeit zunehmend) von $G_1 = 3$ bis 10 kg/PS.

δ_r wird in der Regel zwischen 2 und 6 % gewählt, kann jedoch durch besondere Vorkehrungen (Isodromvorrichtungen) auf Null gebracht werden.

2. ABSCHNITT.

Mefskunde.*)

(Ueber elektrische Messungen s. Abschn. Elektrotechnik).

A. Umlaufzahl von Maschinen.

1. Zählwerke erfordern gleichzeitige Benutzung der Uhr. Für Einzelversuche: Beobachtung der Umlaufzahl in 1 min. Bei niedrigen Tourenzahlen und kurzer Beobachtungsdauer besser: Beobachtung der Zeit für 10 oder 100 Umläufe mittels Stechuhr. Für Dauerversuche: Zu jeder Ablesungszeit wird der Stand des Zählwerkes vermerkt, aus den Standunterschieden kontrolliert sich die Gleichmäfsigkeit des Ganges und ergibt sich die minutliche Umlaufzahl.

Springende Zählwerke, bequem abzulesen; für hohe Umlaufzahlen ungeeignet. Rein umlaufende Zählwerke mit Zeigern für höchste Umlaufzahlen.

2. Tachometer geben sofort die minutliche Umlaufzahl, bedürfen der Eichung. Fliehpendeltachometer, feststehend oder als Handinstrumente, letztere meist für verschiedene Mefsbereiche durch Rädergetriebe umschaltbar (z. B. 30 bis 120, 100 bis 400, 300 bis 1200, 1000 bis 4000 an einem Instrument). Wirbelstromtachometer. Flüssigkeitstachometer für stationäre Zwecke, unveränderlich in ihren Angaben. Elektrische Tachometer für Fernmeldung; Geber: magnetelektrische Maschine; Empfänger: Voltmeter. Frahmsche Kämme (S & H, Hartmann & Braun): ein Satz auf verschiedene Schwingungszahlen abgestimmter Federn wird durch Resonanz erregt, die der Umlaufzahl entsprechende schwingt mit; Erregung elektrisch oder mechanisch, ersteres auch für Fernmeldung.

Tachographen, schreibende Fliehpendeltachometer, mit weitem Mefsbereich zur Ueberwachung von Fördermaschinen u. dgl., mit engem Mefsbereich (übliche Umlaufzahl 500 i. d. Min., Mefsbereich meist $\pm$ 12 %) und transportfähig für die Untersuchung der Maschinenregelung (Horn, Morell).

B. Druckmessung.

Einheiten. 1 at (technisch) = 1 kg/qcm = 735,5 mm Q.-S. Für kleine Drücke: 1 mm W.-S. = 1 kg/qm = 1/10 000 kg/qcm; 1 mm Q.-S. = 13,596 mm W.-S.

---

*) Auszug aus Gramberg, Technische Messungen bei Maschinenuntersuchungen und im Betrieb, 3. Aufl., Berlin 1914, und desselben Maschinenuntersuchungen, in Vorbereitung, für die Hütte vom Verfasser bearbeitet.

Manometer zeigen Spannungsunterschiede gegen den Atmosphärendruck. Druckmanometer für Ueberdruck, Saugmanometer (Vakuummeter) für Unterdruck, beide in der Konstruktion gleichartig. Den (absoluten) Atmosphärendruck zeigt das Barometer.

Beispiel: Bei einem Dampfkessel zeige das Manometer 4,25 at, das Barometer 705 mm Q.-S., so ist der Barometerstand $= \frac{705}{735,5} = 0,96$ at, der absolute Druck $= 4,25 + 0,96 = 5,21$ at; Wasser würde also bei 152,4° sieden. — Bei einem Kondensator zeige das Vakuummeter 64,5 cm = 645 mm Q.-S., bei gleichem Barometerstand. Der absolute Druck an jener Stelle des Kondensators ist $705 - 645 = 60$ mm Q.-S. $= \frac{60}{735,5} = 0,082$ at; die Kondensationstemperatur ist $< 41^0$, des Teildruckes der Luft wegen.

Barometer. Quecksilberbarometer: Berichtigung wegen Kapillardepression (aufser bei beiderseits gleicher Schenkelweite) und wegen Quecksilbertemperatur über 0°. Letztere bei Zimmertemperatur — $^1/_8$ %. Aneroidbarometer: Prüfung nach gutem Quecksilberinstrument.

Jede Barometerablesung bedarf der Standkorrektion, wenn man den Luftdruck auf Meereshöhe bezogen haben will (für meteorologische Zwecke). Interessiert für Versuche meist der wirkliche Barometerstand, so unterbleibt die Standkorrektion. Entnimmt man den Barometerstand den Berichten des öffentlichen Wetterdienstes, so mufs die Standkorrektion je nach Höhenlage des Versuchsortes und nach Temperatur wieder hinzugefügt werden (rd. 1 mm Q.-S. für je 10 m Höhe). Ueber Höhenbestimmung und über den mittleren Barometerstand III. Bd. S. 32.

Manometer. Messung **grofser und mittlerer Drücke** mittels Federmanometer. Röhrenfeder- oder Plattenfeder-Instrumente, letztere für Erschütterungen weniger empfindlich, aber weniger genau. Skala soll bis zum doppelten Betrage des gewöhnlich vorkommenden Druckes gehen. Instrumente sind vor Erwärmung und vor den Stöfsen durch plötzliche Druckänderungen zu bewahren; Wasserschleifen, Stofsminderer, Hahn zum Drosseln, als Dreiwegehahn zur Prüfung des Nullpunktes. Enge senkrecht laufende Zuleitungen (bei Dampf) geben Fehler durch das Gewicht der Wassersäule, weil man nicht weifs, ob sie gefüllt sind.

Messung **mäfsiger Drücke** und von Vakuum auch mit Quecksilbermanometer: **U**-Rohre oder Gefäfsmanometer, letztere zweckmäfsig mit einstellbarem Nullpunkt. Bei Dampf die über dem Quecksilber sich einstellende — besser sogleich aufzufüllende — Wassersäule beachten: Wasser soll bis in die rein wagerechte Zuleitung stehen.

Messung **sehr kleiner Drücke** (Zug der Feuerungen). Wassermanometer gleicher Gestalt; empfindlicher bei Verwendung geneigten Rohres; Petroleum hängt weniger am Glas als Wasser; gleiche Wirkung durch Zusatz von etwas Kalilauge oder Seife. Neigung bis 1 : 1000 im Recknagelschen **Mikromanometer.** Passende Füllung: Toluol C_7H_8, spez. Gew. $\sim 0,86$ bei 20°, Aenderung 0,0011 für je 1° Temperaturänderung. Die Skala ist wegen mangelhafter Geradheit des Rohres empirisch zu teilen. Eichung durch Nachfüllen von V ccm Toluol in das 10 cm ⌀ 78,5 qcm weite Gefäfs; läuft dabei der Faden im Mefsrohr n' Skalenteile vorwärts, so ist bei der späteren Messung bei einer Ablesung n der Druck $h = \frac{10 \cdot V}{78,5 \cdot n'} \cdot n$ mm Toluolsäule; der Wert

eines Skalenteils ist also $\frac{10 \cdot V}{78,5 \cdot n'}$ mm Toluol oder beim spez. Gew. γ des Toluols $= \frac{10 \cdot V \cdot \gamma}{78,5 \cdot n'}$ mm Wassersäule. — Man vermeide Steigung der Zuleitungen zum Manometer, deren Inhalt beiderseits verschiedenes spezifisches Gewicht (wegen Temperatur, Feuchtigkeit, Toluoldampf) haben könnte. Man vermeide auch, wenn die Flüssigkeit, deren Druck gemessen wird, in Bewegung ist, störende Geschwindigkeitseinflüsse: Druckentnahme nicht dicht hinter Krümmungen, saubere Entnahmeöffnung zur Vermeidung von Wirbelbildung, Grat entfernen; bei engen Rohren: Durchbohren, Benutzung der ausgehenden Bohrung.

C. Mengenmessung.

I. Wagen.

Für technische Wägungen fast ausschliefslich **Brückenwagen.** Sie zeigen bei Höchstlast am genauesten an. Damit sie den Eichstempel erhalten, darf ihre Ungenauigkeit und Unempfindlichkeit bei Höchstlast 0,6 ‰ nicht überschreiten, bei $^1/_{10}$ der Höchstlast darf der Fehler $^1/_5$ dessen bei Höchstlast ausmachen (relativer Fehler also doppelt so grofs). Nacheichung für Wagen im öffentlichen Verkehr alle zwei Jahre gesetzlich vorgeschrieben. **Dezimal- oder Zentesimalwagen** erfordern Aufbringen ausgleichender Gewichte auf die Gewichtsschale. Unbequem, mindestens Hülfslaufgewicht bis 5 kg Mefsbereich erwünscht. **Laufgewichtswagen:** Entweder wird ein grofses und ein kleines Laufgewicht (Grob- und Feinstellung) auf je einem Balken verschoben, oder im grofsen Laufgewicht werden Nebenskalen (Schiebegewichte) verschoben; ersteres gibt bequemere Handhabung (für Versuchszwecke), letzteres läfst Einrichtung zum Drucken des Ergebnisses auf Karten zu (für Betriebszwecke); Druckeinrichtungen auch mit Sperrung, solange Last nicht ausgeglichen.

Automatische Wagen (Reuther & Reisert, Schenck) zur dauernden Betriebsüberwachung. Ein Laufgewicht, das durch die Last, meist unter Zwischenschaltung eines Servomotors, in Bewegung gesetzt wird, bleibt selbsttätig stehen, sobald die Wage einspielt. Das abzulesende Gewicht wird meistens durch Zählwerke gebucht, kann auch auf Karten abgedruckt werden. Oder es werden jeweils gleiche Mengen eingefüllt in ein Mefsgefäfs, der Zulauf wird nach Füllung selbsttätig abgestellt und die Anzahl der Füllungen gebucht (ähnlich wie offene Wassermesser, S. 313). Ersteres z. B. zum Verwiegen von Kohlen in Lowries, letzteres zum Verwiegen von offenen Kohlen.

Gleiswagen in den zum Kesselhause führenden Schienenstrang eingebaut. Wage mit Fahrtsperre kann nur von einer Seite aus und nur mit beladenen Karren befahren werden; die Abfahrt der Karren von der Wage wird erst nach erfolgter Wägung freigegeben (Reihenfolge aller Handhabungen zwangläufig). Rückfahrt über die Wage unmöglich; Rückfahrgleise mit Einbruchstelle, damit nicht volle Karren zurückfahren.

Verfahrbare Bunkerwage, zugleich als Kohlenförderungsanlage. Die Wage füllt sich unter dem Kohlenbunker, bis ein bestimmtes

Gewicht erreicht ist; der Kohlenzuflufs stellt sich durch das Einspielen der Wage selbsttätig ab. Andere Ausführungen in Seil- und Hängebahnen sowie Kohlenförderungsanlagen; ferner als Silowagen für Getreide oder anderes kleinkörniges Wägegut in Mühlen, Brauereien usw.

II. Flüssigkeitsmessung.

1. Ausmessung und Wägung dauernd fliefsender oder verbrauchter Mengen.

Benennung: cbm/sk oder kg/sk (oder für die Stunde).

Zwei Gefäfse werden abwechselnd gefüllt und entleert; entweder stehen dieselben auf Wagen, die Menge wird jedesmal ermittelt sowie die Zeit zum Füllen — oder Ueberlauf begrenzt Füllung, läfst Ueberschufs in jeweils das andere, inzwischen entleerte Gefäfs laufen. Umschaltung von Hand bei Versuchseinrichtungen — oder mechanisch: Prinzip der **offenen Flüssigkeitsmesser** (Eckardt, Schilde, Steinmüller, für kleinere Mengen z. B. Zentralheizung Gebr. Siemens). Dieselben sprechen teils auf das Volumen, teils auf das Gewicht an. Einfacher: Auffüllen eines Gefäfses (Eimer), Zeit nach Stechuhr, Wägen.

2. Wassermesser zum Einbau in Rohrleitungen.

a. Geschwindigkeitsmesser (Wasser auf Rad treibend). α) Strahlmesser, besonders für kleinere Leitungen; der aus Düsen tretende Strahl treibt Flügelrad; β) Woltmannmesser für grofse Leitungen (Hauptmesser). Das grofse Flügelrad nimmt den Rohrquerschnitt ein, jedoch nicht ganz, unreinen Wassers wegen. Ausgeführt bis 500 mm Durchm. entsprechend 12 000 cbm/st. Flügelrad auswechselbar, in besonderer Trommel (S & H, Meinecke), auch wohl unter Druck (Bopp & Reuther).

b. Volumenmesser mit zwangläufigem Wasserdurchgang, messen in neuem Zustande kleine Durchflufsmengen besser. γ) Scheibenwassermesser (Taumelscheibe), Verwendungsbereich wie bei α; δ) Kolbenwassermesser mit hin und her gehendem Kolben (Eckardt, Schmid).

c. Offene Wassermesser s. unter 1.

d. Venturimesser, Einschnürung des Rohrquerschnitts auf etwa $^1/_4$ des vollen mit anschliefsender schlank kegeiiger Erweiterung zur Wiedergewinnung des Druckabfalls. Gemessen wird Druckverminderung durch Geschwindigkeitszunahme in der Einschnürung mittels Differentialmanometer. Druckentnahme durch Ringschlitze am Rohrumfang.

Die unter a., b. und c. genannten messen Integralwerte des Wasserdurchgangs, die Zeit ist gleichzeitig zu beobachten, um cbm/sk zu erhalten. Die Messung wird unterhalb eines Mindestdurchgangs (etwa 5 % der Normalleistung, bei neuen Scheibenmessern etwa 2 %) zu klein, bleibt schliefslich aus. d. mifst die zur Zeit durchfliefsende Menge (den Wasserflufs). Zur Ermittlung des Integralwertes (im Dauerbetriebe) ist graphische Aufzeichnung und Planimetrieren der Kurve — oder eine mechanische Integriervorrichtung nötig (z. B. Einbau eines kleinen Wassermessers in Verbindungsleitung zwischen Rohr und Einschnürung, Partialmesser von S & H).

Für **Kesselspeisung** eignen sich Sonderbauarten von α, γ, δ und c, letztere wenn das Wasser unter 100° Temperatur hat.

3. Ausflufsöffnungen. Zu messende Wassermenge geht in Gefäfs, aus dem sie durch sauber gearbeitete Mündung vom Querschnitt f qm austritt. Beobachtet wird die Standhöhe h m über Mitte Mündung (bei wagerechtem Austritt) oder über der Stelle, wo Wasserstrahl sich von Mündung trennt (bei senkrechtem Austritt). Ausflufsmenge $V = kf\sqrt{2\,g\,h}$ cbm/sk. Darin Ausflufsziffer $k = 0{,}62$ für gut scharfe, $k = 0{,}99$ für gut abgerundete und polierte Mündung. Oeffnung von der Gefäfswand und vom Boden genügend entfernt; mehrere Oeffnungen genügend entfernt voneinander, um vollkommene Einschnürung zu sichern; Standhöhe genügend, um Trichterbildung zu vermeiden. Wasserflufs mufs gleichmäfsig sein, sonst Ablesung der Standhöhe unmöglich. Bei ungleichmäfsigem Wasserflufs Methode von Brauer: Wasser aus einer (kleinen) Oeffnung wird aufgefangen und gewogen, bei gleicher Standhöhe sind die Mengen der anderen Oeffnungen proportional. Die Strahlen müssen sich in gleicher Höhe von der Gefäfswand trennen. In Rohrleitungen Anwendung scharfkantiger Drosselscheiben unter Messung des Druckverlustes, Ausflufsziffern dürften, wegen fehlender Expansion, 2 bis 3 % gröfser anzunehmen sein als für Luft, so wie es für einfachen Ausflufs der Fall ist (III. 4).

4. Wehrmessungen. Für vollkommene Wehre ohne Seiteneinschnürung bei scharfer Ueberfallkante und guter Belüftung des Wasserstrahles von unten ist $Q = \frac{2}{3}\mu b\sqrt{2\,g\,h^3}$, hierin nach Frese

$$\mu = \mu_0 \cdot \varepsilon = \left(0{,}615 + \frac{0{,}0021}{h}\right) \cdot \left(1 + 0{,}55\,\frac{h^2}{t^2}\right).$$

Q = Wassermenge in cbm/sk,
b = Wehrbreite in m,
h = Stauhöhe über Wehrkante, in m gemessen, so weit hinter dem Ueberfall, dafs Wasserspiegel noch nicht abgesenkt,
t = Tiefe des Oberwassers in m (Spiegel-Sohle).

Es soll sein $b \gtreqless h$, $h \gtreqless$ (0,1 bis) 0,2 m, daraus folgt $Q \gtreqless 40$ l/sk; es sei die Wehrhöhe $t - h \gtreqless 0{,}3$ m.

5. Schirmmessungen. Voraussetzung: Auf genügende Länge ein gut gleichmäfsig gearbeitetes Gerinne unveränderlichen Querschnitts. Ein leichter Schirm, an Wagen hängend, wird ins Wasser gesenkt und von ihm mitgenommen, seine Geschwindigkeit durch elektrische Kontakte gebucht. Für Laboratorien; oder es ist beim Entwurf passende Gerinneanordnung vorzusehen.

6. Mengenbestimmung aus der **Geschwindigkeitsverteilung** über den Querschnitt hin. Es ist $V = \int w_m \cdot df$. Unsicherheit: Messung am Rande unmöglich, wo die Geschwindigkeit unter Umständen bis null abnimmt, dazu Ungenauigkeit der Geschwindigkeitsmessung bei starker Durchwirbelung. Messung in gerader Strecke, tunlichst weit hinter Krümmern. In kreisrunden Kanälen (Rohren) Messung über 1 bis 3 Durchm. hin, Auftragung der Ergebnisse

graphisch, und zwar $w = f(r^2)$ (r = Abstand der Mefsstelle von der Rohrachse); Planimetrieren ergibt die mittlere Höhe $w_m = \frac{1}{f}\int w.df$.

Zur Messung der Geschwindigkeit dienen:

a. Woltmannscher hydrometrischer Flügel, unter Berücksichtigung der durch Schleppversuch bestimmten Flügelgleichung. Flügelrad mifst die Wassergeschwindigkeit durch Betätigung eines Zählwerks oder elektrischer Kontakte.

b. Pitotrohre oder **Staurohr** nach Brabbée und Prandtl (Abb. 4 S. 319) dürfte für Wasser wie für Luft benutzbar sein. Eine dem Strom entgegengekehrte Bohrung mifst den Gesamtdruck $p_{st} + \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma$ kg/qm, ein seitlich am Staurohr angebrachter Schlitz den statischen Druck p_{st}. Der Unterschied ist der dynamische Druck $\frac{w^2}{2g} \cdot \gamma$, gemessen $= p_{dyn}$, daraus $w = \sqrt{2g \frac{p_{dyn}}{\gamma}}$. Die Berichtigungszahl ist bei guten Instrumenten gleich eins, d. h. dann, wenn der statische Druck an einer Stelle entnommen wird, wo weder Saug- noch Druckwirkung durch Wirbelungen oder Richtungsänderungen der Strömung vorhanden ist.

In Rohrleitungen: Anwendung des Staurohres, eingeführt durch lange Führung oder Stopfbüchse. Messung des dynamischen Druckes durch abwärts gekehrtes U-Rohr, mit Luft oder (für kleine Geschwindigkeiten) Petroleum o. dgl. über dem Wasser. Auch abwärts gekehrtes Rohr mit Chloroformfüllung. An Druckleitungen mufs die Luft über das Wasser durch Druckpumpe eingeprefst werden (Radfahrpumpe!), an Saugleitungen mufs Wasser durch Ansaugen hochgesaugt werden (Aspirator aus Flaschen und Gummischlauch, Luftblasen in der Zuleitung vermeiden!).

III. Gasmessung.*)

1. Gasmesser für fortlaufende Volumenmessung. **Nasse Gasuhren** mit Crossley-Trommel: das Gehäuse ist bis über die wagerechte Drehachse der Trommel mit Wasser gefüllt. Bei unverändertem Wasserstand liefert jede Trommeldrehung die gleiche Gasmenge. Kleine Unterschiede der Wasserhöhe machen wenig aus, weil die Kammern beim Abschlufs die schmale Sektorspitze nach unten kehren. Bei wichtigeren Stationsgasmessern hält beständiger Wasser-Zu- und Abflufs den Spiegel unverändert (Kingscher Ueberlauf). Zulässige Drehzahl etwa 100 in der Stunde. Benötigter Druckabfall zum Betriebe meist unter 2 mm WS. Mefsgenauigkeit guter Gasuhren ist nahezu vollkommen. Auch kleinster Zuflufs wird vollständig gezählt. Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen verursachen merkliche Fehler erst, wenn die erzeugten Wasserbewegungen die absperrenden Kanten zeitweise freigeben (schlürfendes Geräusch). Bei stofsweisem Gasstrom, wie in

*) Vgl. die ausführlichen Darlegungen in den Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren und in den Erläuterungen dazu.

der Saugleitung von Gasmaschinen, Kompressoren u. dgl., müssen aber Druckregler eingeschaltet werden (Kautschukbeutel bei Druckgas, an Federn gehängte Tauchglocken oder dgl. bei Sauggas).

Trockene Gasmesser, 2 Blasebälge sich gegenseitig steuernd, weniger genau, vermeiden das Nachfüllen und die Frostgefahr (für Hausanschlußzwecke).

2. Kubizierapparate, für Laboratoriumsmessungen und zur Nacheichung der Gasmesser von Gasanstalten.

Glocken von bekanntem Querschnitt verdrängen beim Niedersinken in einen Flüssigkeitsbehälter genau berechenbare Volumina durch ein Rohr, das durch die Flüssigkeit hinaufreicht. Druck und Temperatur in der Glocke werden beobachtet; Umrechnung auf Einheitszustand I. Bd. S. 399 (nur wenn sachlich erforderlich!). Druck beim Niedersinken unverändert durch selbsttätige Vermehrung der Glockenbelastung entsprechend Auftriebszunahme beim tieferen Eintauchen der Glocke.

3. Gasmengenmessung durch Aufpumpen eines Behälters (besonders für Kompressoruntersuchungen).

Ist V der Rauminhalt des Behälters in cbm,

P_1 und P_2 der absolute Druck darin zu Anfang und Ende des Versuchs in kg/qm,

T_1 und T_2 die mittlere absolute Temperatur darin zu Anfang und Ende,

G die eingepreßte Gasmenge in kg,

R die Konstante des Gases oder

γ_0 dessen Einheitsgewicht beim Zustande $P_0 T_0$ in kg/cbm,

so ist $$G = \frac{V}{R}\left(\frac{P_2}{T_2} - \frac{P_1}{T_1}\right) = V\gamma_0 \frac{T_0}{P_0}\left(\frac{P_2}{T_2} - \frac{P_1}{T_1}\right).$$

4. Durchflußöffnungen. Kreisrunde, scharfkantige oder abgerundete Oeffnungen gestatten es, bei vorgeschriebener Art der Druckentnahme aus dem gemessenen Druckunterschied auf die Durchflußmenge zu schließen. Das Sicherste ist besondere Eichung der Oeffnungen. Sonst wären zu benutzen die Versuchsergebnisse von A. O. Müller*) oder von Brandis.**)

a. Nach Müller: Druckentnahme an Rohrleitungen: in der Wandung, mindestens 2,5fachen Rohrdurchmesser vor und 8fachen hinter der Oeffnung.

Für kleine Druckabfälle $(P_1 - P_2)$ kg/qm $= (P_1 - P_2)$ mm W.-S. $= \left(\frac{P_1 - P_2}{\gamma}\right)$ m Gassäule gilt: $V = k \cdot f \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{P_1 - P_2}{\gamma}}$; und wegen $V = F \cdot w$ auch: $V = KF\sqrt{2g \cdot \frac{P_1 - P_2}{\gamma}}$;

f in qm Querschnitt der Oeffnung, F derjenige einer anschließenden Rohrleitung, $m = f : F$,

V in cbm/sk Durchflußmenge,

*) Mitt. Forschungsarb. Heft 49.
**) Dissertation Aachen 1913.

γ in kg/cbm spezifisches Gewicht des Gases, zu bestimmen unter Beachtung von Druck, Temperatur und Feuchtigkeit,
w in m/sk Luftgeschwindigkeit im Querschnitt F des Rohres,
k und $K = mk$ Ausflufsziffern, Kontraktion, Vorgeschwindigkeit vor und Stofsverlust hinter der Mündung berücksichtigend; K bequem zur Bestimmung der zweckmäfsigsten Mündungsweite, k zur Berechnung manchmal genauer zu entnehmen aus der Zahlentafel.

Für gut scharfkantige Mündungen gilt (Versuchsunterlagen nur bis $m \sim 0{,}6$ und nicht reichlich):

Fall 1. Ausströmung aus genügend grofsem Gefäfs ins Freie: $k_1 = \alpha = 0{,}60$ (α = Kontraktionsziffer).

Fall 2. Einströmung aus genügend grofsem Gefäfs (oder aus dem Freien) in ein Rohr: $\frac{1}{k_2} = \sqrt{m^2 + \left(\frac{1}{\alpha} - m\right)^2}$, hierin $\alpha = 0{,}59$. Ueber die Zuverlässigkeit der Benutzung der hieraus errechneten Zahlen vgl. unter Fall 4.

Fall 3. Ausströmung aus Rohr ins Freie: $\frac{1}{k_3} = \frac{1}{\alpha} - m$, hierin α nach Abb. 1, also K_3 oder k_3 nach Tafel.

Abb. 1. Kontraktionsziffern nach Weisbach und A. O. Müller.

Tafel 1. Ausflufsziffern k und $K = mk$ für Luft.

$m = \frac{f}{F}$	$\sqrt{m} = \frac{d}{D}$	Scharfkantige Mündungen nach A. O. Müller		Abgerundete Düsen	
		k	K	k	K
0,1	0,316	0,606	0,0606	1,005	0,1005
0,2	0,447	0,625	0,125	1,020	0,204
0,3	0,548	0,649	0,1947	1,048	0,314
0,4	0,632	0,676	0,260	1,091	0,436
0,5	0,707	0,724	0,326	1,155	0,578
0,6	0,774	0,800	0,480	1,250	0,750
0,7	0,836	0,914	0,640	1,401	0,981
0,8	0,894	1,133	0,906	1,667	1,333
0,9	0,948	1,582	1,424	2,17	1,950
1,0	1	∞	∞	∞	∞

Fall 4. Durchströmung durch Flansch in einer Rohrleitung: $\frac{1}{k_4} = \sqrt{\frac{1}{\alpha^2} - m^2}$ (genauer, beim Abstande $l\,m$ der Druckentnahmestellen voneinander und bei einer Reibungszahl ζ: $\frac{1}{k_4} = \sqrt{\frac{1}{\alpha^2} - (1 - \zeta l)\,m^2}$), hierin α wieder nach Abb. 1, also K_4 und k_4 nach Tafel 1.

Fall 2 und 4 unterscheiden sich von 1 und 3 durch Anschlufs eines Rohres; die andere Formel für die Ausflufsziffer ergibt sich daraus, dafs in jenem Rohr der Stofsverlust $\frac{1}{2g}\left(\frac{w}{\alpha m} - w\right)^2$ eingeführt wird. Ob dessen Einführung zu praktisch richtigen Formeln führt, läfst sich zur Zeit nicht sicher beurteilen. Die bejahenden Versuche von Müller sind zu spärlich, die ausführlichen Versuche von Brandis geben so grofse Abweichungen, dafs dieselben aus der Art der Druckentnahme allein kaum zu erklären sind. Deshalb und nach anderen Beobachtungen mufs geraten werden, die Fälle 2 und 4 für Mefszwecke zu vermeiden, soweit man nicht (bei grofsen Werten m) die Druckentnahme nach den Angaben von Brandis einrichten und dessen Werte benutzen kann. Oder man mufs den Druck im eingeschnürten Strahl messen, wodurch die Unsicherheit entfällt, welcher Teil des Druckverlustes wieder gewonnen wird (sehr wenig?).

Abb. 2. Normaldüse der Regeln für Ventilatorversuche.

Abb. 3. Staurand nach Brandis, mit Druckentnahme über den Umfang hin.

Für gut abgerundete Düsen [Normaldüsen der Regeln für Leistungsbestimmung von Ventilatoren (Abb. 2), unbequemerer Einbau, Vermeidung der Unsicherheiten betreffs Kontraktion] würden die gleichen Formeln mit $\alpha = (0{,}98$ bis$)\ 1$ gelten, die betreffenden Werte für **Fall 3** aus Tafel 1 zu nehmen sein.

b. Nach Brandis. Druckentnahme jederseits auf der Fläche der Drosselscheibe, unmittelbar im Winkel gegen die Rohrwand. Genüg:

bei nicht in allen Radien gleichartiger Strömung eine Meſsstelle am Umfang nicht, so sollten die Meſsstellen durch je einen Ringkanal miteinander verbunden sein, aus dem man die Drücke entnimmt, z. B. nach Abb. 3. Es ist freizuhalten: vor dem Staurand 4 D hinter einer Richtungs- und 8 D hinter einer Querschnittsänderung; hinter dem Staurand 3 D bis zu einer Querschnittsverengung oder Richtungsänderung, 6 D bis zu einer Querschnittserweiterung. — Diese viel genaueren Angaben über die Druckentnahme, neben dem Fortfall der Reibungsverluste von der ersten zur zweiten Meſsstelle, lassen bessere Meſsergebnisse erwarten als nach a. Da die genannten Fehlerquellen namentlich für gröſsere Werte von m belangreich werden, so verwende man dafür die folgenden Werte. Zahlenmäſsig verschiedene Ergebnisse der folgenden Formeln gegenüber den Müllerschen können aber auch begründet sein darin, daſs man bei einem bestimmten Luftdurchgang verschiedene Druckunterschiede miſst, je nach Art der Druckentnahme.

Quadratische Beziehung nur annähernd zutreffend, deshalb

$$V = C + kf \cdot \sqrt{2g\frac{P_2 - P_1}{\gamma}} = C + KF \cdot \sqrt{2g\frac{P_2 - P_1}{\gamma}}$$

$$= C + K' \cdot \sqrt{\frac{P_2 - P_1}{\gamma}}.$$

Abb. 4. Staurohr von Prandtl.

Die Versuche beziehen sich nur auf Fall 4, Staurand in glatter Leitung. Die Vorzahlen sind empirisch wie folgt bestimmt (die Brandisschen Angaben durchweg entsprechend der Bezugnahme auf Meter verändert):

$$K' = f \cdot e^{\frac{1{,}02}{(1 - m_\varepsilon)^{0,25}}} \quad \text{mit } e = 2{,}71828$$

$$\text{und } \varepsilon = 1{,}17 + \frac{D^2}{0{,}36},$$

$$K = \frac{K'}{F \cdot \sqrt{2g}}; \quad k = \frac{K'}{f \cdot \sqrt{2g}}.$$

Die hiernach errechneten Werte der Ausfluſszahlen sind nebst den Berichtigungszahlen C aus Tafel 2 zu entnehmen.

5. Mengenmessung aus der Geschwindigkeitsverteilung wie bei II, 6. Zur Messung der Geschwindigkeit dienen

a. Anemometer. Flügelradanemometer: Achse muſs in Windrichtung gehalten werden, Ablesung an Zählwerk oder elektrischem Kontakt. Miſst von 0,5 bis 10 m/sk, Instrumente mit Glimmerflügeln von 0,12 bis 5 m/sk. **Schalenkreuzanemometer:** Achse kann beliebig in der Ebene senkrecht zur Windrichtung stehen, Ablesung ebenso, miſst von 1 bis 30 m/sk. Gleichzeitige Beobachtung der Uhr wird durch das

Durchflufsziffern K' und Berichtigungsziffern C für Luft nach Brandis.

D	$\frac{f}{F} = m = 0{,}5$		$\frac{f}{F} = m = 0{,}6$		$\frac{f}{F} = m = 0{,}7$		$\frac{f}{F} = m = 0{,}8$	
m	C	K'	C	K'	C	K'	C	K'
0,10	0,0004	0,01273	0,0005	0,01633	0,0007	0,0208	0,0008	0,0273
0,15	0,0009	0,0286	0,0011	0,0366	0,0015	0,0466	0,0018	0,0608
0,20	0,0014	0,0504	0,0019	0,0643	0,0024	0,0819	0,0030	0,1068
0,25	0,0022	0,0782	0,0030	0,1000	0,0038	0,1264	0,0047	0,1650
0,30	0,0028	0,1115	0,0038	0,1420	0,0050	0,1800	0,0062	0,233
0,35	0,0038	0,1505	0,0052	0,1910	0,0067	0,240	0,0085	0,311
0,40	0,0044	0,1945	0,0060	0,246	0,0080	0,308	0,0101	0,398
0,45	0,0056	0,243	0,0076	0,306	0,0100	0,384	0,0130	0,493
0,50	0,0069	0,298	0,0094	0,373	0,0120	0,467	0,0160	0,596
0,55	0,0072	0,357	0,0100	0,448	0,0130	0,557	0,0170	0,708
0,60	0,0085	0,422	0,0120	0,525	0,0160	0,654	0,0200	0,823
0,70	0,0115	0,562	0,0160	0,698	0,0215	0,862	0,0280	0,071
0,80	0,0125	0,718	0,0215	0,890	0,0280	0,092	0,0320	0,335

Anemotachometer umgangen (Verbindung von Schalenkreuzanemometer mit Fliehpendeltachometer; Morell, Horn).

b. Staugeräte, insbesondere Staurohr von Prandtl (Abb. 4) oder Brabbée; der statische Druck wird mittels Ringschlitz, der Gesamtdruck mittels Bohrung am kugeligen Ende aufgenommen. Angeschlossenes Wassermanometer zeigt dynamischen Druck $P + \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma = P'$ kg/qm, dem entspricht $w = \sqrt{2g \cdot \frac{P'}{\gamma}}$ in m/sk. Wegen des quadratischen Gesetzes ist die Messung kleiner Geschwindigkeiten (unter 4 bis 1 m/sk) schwierig, nötigenfalls mit Mikromanometer; nach oben unbegrenzt.

IV. Dampfmessung.

1. Messung des in den Kessel gespeisten Wassers, unter Innehaltung gleichen Wasserstandes im Kessel und in etwa vorhandenen Vorratsbehältern und gleichen Druckes im Kessel am Anfang und Ende der Messung durch Einrichtungen nach II, 1 in der Saugleitung oder Kesselspeisewassermesser nach II, 2 in der Druckleitung. Bei Erzeugung von Sattdampf wird Messung falsch um Betrag mitgerissenen Wassers; Wasserstand dauernd niedrig halten, dauernd speisen.

2. Messung des hinter der Maschine kondensierten Dampfes; Entnahme durch Kondenstöpfe u. dgl. ist besonders zu messen. Bei Sattdampf Fehler entsprechend bei 1.

3. Dampfmesser. Es geht durch den Querschnitt F qm beim Druckunterschied $p_1 - p_2$ vor und hinter einer Drosselstelle und dem spezifischen Volumen v_1 vor der Drosselstelle:

$$G = c \cdot F \cdot \sqrt{(p_1 - p_2) \cdot \gamma_1} \sim c \cdot F \sqrt{(p_1 - p_2) \cdot p_1}.$$

c = Apparatkonstante, bedingt durch Kontraktion und Reibung, sowie als Berichtigung wegen Verwendung der Näherungsformel, durch Versuch ermittelt. Man unterscheidet

a. **Schwimmermesser**: $p_1 - p_2$ unveränderlich, F verändert sich und gibt ein Mafs für die Dampfmenge; nötig ebenfalls noch p_1 (Bayer, Schlick; bei letzterem wirkt p_1 mechanisch auf den Querschnitt ein).

b. **Mündungsmesser**: F ist unveränderlich, gemessen wird $p_1 - p_2$ und nötigenfalls p_1; besondere Getriebe, um Produkt $(p_1 - p_2) \cdot p_1$ zu bilden (der Reibung wegen zu vermeiden, wo Druck tatsächlich unveränderlich bleibt) und um einfache Proportionalität (statt der Wurzelwerte) zwischen Ausschlag und Menge zu erreichen (Gehre). Dampfzeiger ohne Schreibzeug zeigen den augenblicklichen Dampfdurchgang (Hallwachs und Eckardt).

D. Leistungsmessung.

Leistung in PS: $N = \frac{M_d \cdot n}{716}$ oder in KW: $N = \frac{M_d \cdot n}{973}$; M_d = gemessenes Drehmoment in mkg, n = Umlaufzahl i. d. min.

1. Bremsdynamometer erzeugen die Belastung und messen sie zugleich. Pronyscher Zaum aus einer auf der Welle zu befestigenden Bremsscheibe, auf welche die (Hartholz- oder Metall-) Klötze einer Backenbremse wirken (Abb. 5). Das gewünschte Drehmoment (Tara des Bremshebels ermittelt, indem man die Bremse bei b durch Dreikant unterstützt) wird auf der Wage eingestellt; durch Bedienen der Spannmuttern wird für Einspielen der Wage gesorgt. Zweckmäfsig Federn unter Spannmuttern.

Abb. 5. Pronyscher Zaum.

Es ist

$$M_d = G \cdot l; \quad N = \frac{G \cdot l \cdot n}{716} = C \cdot G \cdot n;$$

C heifst die Bremskonstante. — Wird die Wage durch angehängte Gewichte ersetzt (gute Sicherung gegen Abschleudern), so dreht man zweckmäfsig den Bremshebel bei gleicher Drehrichtung der Welle um 180°; die Anordnung wäre sonst nicht stabil. — Gute Schmierung, gute Kühlung.

Abmessungen der Bremsscheibe nach C. Bach aus $N \leqq {}^1/_{75} \cdot w \cdot b \cdot d$, worin d der Durchmesser der Bremsscheibe in cm,
b die Breite der Bremsklötze in cm,
w bis 0,5 bei Luftkühlung,
bis 2,5 bei Wasserkühlung,
bis 5 bei Wasserkühlung, grofsen Geschwindigkeiten und kleinen Flächendrücken.

Statt der Bremsbacken werden insbesondere auch bei grofsen Leistungen Bremsbänder verwendet (Bandbremse).

Bei der Seilbremse (Abb. 6) ergibt sich, wenn P der auf der Federwage abzulesende Zug in kg ist, r der Scheibendurchmesser in m, Q die angehängten Gewichte in kg sind, die abgebremste Nutzleistung

$$N = \frac{2\pi r n\,(Q-P)}{60 \, . \, 75} = 0{,}001396\, r\, n\,(Q-P) \text{ PS}.$$

Abb. 6. Seilbremse.

Um das Nachregeln von Hand bei Veränderungen der Reibung zu vermeiden, werden selbstspannende und -lösende Dynamometer angewandt (Bandbremsdynamometer von Brauer, Abb. 7). Für hohe Umlaufzahlen einfachste selbstregelnde Bremse nach Abb. 8: Gurt mit passenden Gewichten, gegen ein Ende hin mit Eisenplättchen belegt, so dafs der Gurt so weit mitgenommen wird, bis Reibung genügend vermindert ist.

Abb. 7. Brauers selbstregelnde Bremse.

Abb. 8. Selbstregelnde Bremse.

Wasserbremsen für hohe Umlaufzahlen. Auf der Maschinenwelle angebrachte kreisförmige Scheiben laufen in einem je nach der Belastung mehr oder weniger mit Wasser gefüllten Gehäuse. Die Wasserbewegung sucht das Gehäuse im Sinne der Umlaufrichtung mitzunehmen, die Umfangskraft wird wie beim Zaum an einem Hebel mittels Gewicht oder an einer Wage gemessen. Für weniger hohe Umlaufzahlen: Wasserbremse von Froude, durch taschenartige Schaufelung wird der Widerstand (das erzeugte Drehmoment) gröfser als bei glatten Scheiben (Krupps Germaniawerft).

2. Torsionsindikator von Föttinger, mifst die Verdrehung zweier Wellenquerschnitte in einem bestimmten Abstande — Mefslänge. Der Verdrehungsbogen wird aufgezeichnet. Drehmoment zu berechnen aus $M_d = \dfrac{\vartheta \cdot G \cdot \pi\,(d^4 - d_1^4)}{32 \cdot l}$ cmkg; ϑ = Verdrehungswinkel auf

Abb. 9. Wasserwiderstand.

Abb. 10. Wasserwiderstand.

Mefslänge l cm; d und d_1 = Durchm. der Welle und etwaiger Bohrung in cm; G = Gleitmodul, für Schiffswellenstahl G = 829 000 kg/qcm.

Transmissionsdynamometer (Fischinger, Rateau) zur Messung des Arbeitsverbrauchs von Arbeitsmaschinen, nur noch selten benutzt.

3. Elektrische Leistungsmessung. In vielen Fällen läfst sich die von einer Kraftmaschine abgegebene Leistung durch die einer von ihr angetriebenen Dynamomaschine, deren Wirkungsgrad bekannt ist, messen, und umgekehrt die von einer Arbeitsmaschine benötigte Leistung durch die elektrisch leicht zu messende Leistungsaufnahme des Antriebmotors. Im ersteren Fall nach Bedarf Vernichtung der erzeugten Elektrizität in Wasserwiderständen: Plattenabstand je nach Spannung, benutzte Plattenoberfläche (einseitig, beiderseitig benutzbar, je nach Anordnung), je nach Stromstärke. Regelung der Leistung durch Eintauchtiefe und durch Zusatz von Soda oder Kochsalz. Der in Abb. 9 u. 10 dargestellte Wasserwiderstand, aus 1 mm-Eisenblech in drei Petroleumtonnen eingebaut, bewährte sich bei 220 V zwischen den Phasen für 240 KW (etwa 650 Amp in jeder Phase) im Dauerbetrieb. Wasserwechsel nur um Ueberkochen zu verhüten, 1 cbm/st.

4. Der **Indikator** dient zur Bestimmung der indizierten Leistung (Lieferung oder Verbrauch) von **Kolbenmaschinen** aller Art. Bestandteile: Zylinder mit Kolben, durch auswechselbare Mefsfeder belastet, auf Schreibzeug

wirkend; Trommel für Papier, vom Kreuzkopf getrieben, mit Rückführfeder. Diagramm: Zylinderdruck (Kolbenkraft) als Ordinate über Hubvolumen (Kolbenweg) als Abszisse; umfahrene Fläche, durch Planimetrieren zu messen, gibt Arbeit eines Hubes. Die Leistung N_i in PS wird

$$N_i = \frac{F_w \cdot s \cdot n_w \cdot p_i}{60 \cdot 75} = C \cdot n_w \cdot p_i.$$

F_w = wirksame Kolbenfläche (Zylinderquerschnitt abzüglich Kolbenstange usw.) in qcm,
s = Kolbenhub in m,
n_w = wirksame minutliche Hubzahl,
= doppelte Umlaufzahl bei doppeltwirkenden Maschinen,
= Umlaufzahl bei einfachwirkenden oder bei Auswertung nur einer Seite von doppeltwirkenden Maschinen,
= halbe Umlaufzahl bei Viertaktmaschinen,
p_i = mittlerer indizierter Druck in at (kg/qcm),
= Diagrammfläche: Diagrammlänge × Federmafsstab. Bei Viertaktmaschinen ist die Verlustfläche durch Schwachfederdiagramme besonders zu ermitteln und das daraus gefundene p_i abzuziehen.
C = Zylinderkonstante (kann auch auf n statt auf n_w bezogen werden).

Indikatorfeder aufsen (kalt) liegend oder innen (bei Wärmemaschinen also warm) liegend. Der Höchstdruck sowie der Ausschlag des Indikatorschreibzeuges in mm für 1 at Ueberdruck ist auf jeder Feder verzeichnet (Federmafsstab); z. B. bei der 10 kg-Feder: 1 kg = 6 mm, bei der 2 kg-Feder: 1 kg = 25 mm. — Da die Federn ihre Elastizität ändern können, ist der Federmafsstab durch Eichung nachzuprüfen. Bestimmungen über Prüfung von Indikatorfedern, aufgestellt vom Verein deutscher Ingenieure:

1. Jeder Indikator, dessen Federn geprüft werden sollen, ist vorher auf seinen Zustand, insbesondere hinsichtlich Kolbenreibung, Dichtheit, und auf toten Gang des Schreibzeuges zu untersuchen;
2. die Indikatorfedern sind durch Gewichtsbelastung zu prüfen;
3. die Federn sind in Verbindung mit dem Schreibzeug zu prüfen;
4. jede Feder, die beim Gebrauch des Indikators höhere Temperaturen annimmt, ist im allgemeinen kalt und warm, und zwar bei etwa 20° C (Zimmertemperatur) und bei 100° C zu prüfen;
5. die Federn sind mit mehrstufiger Belastung zu prüfen, und zwar in mindestens fünf Stufen oberhalb der atmosphärischen Linie und in wenigstens drei Stufen unterhalb derselben. In den Prüfschein sind alle Einzelwerte der Untersuchung aufzunehmen;
6. der Durchmesser des Indikatorkolbens wird bei Zimmertemperatur gemessen.

Arbeitszähler: Indikatoren mit selbsttätiger fortlaufender Planimetrierung des umfahrenen Diagramms. Die insgesamt indizierte Arbeit wird an einem Zählwerk abgelesen (Maihak-Böttcher, Lehmann & Michels). Brauchbar für nicht zu hohe Umlaufzahlen, der Massenwirkungen wegen.

E. Wärmemessungen.

1. Temperatur. Als normale Temperaturskala gilt die des **Wasserstoffthermometers.** Gewöhnliche luftfreie **Quecksilberthermometer** sind bis gegen 300° C brauchbar, für höhere Temperaturen wird das Haarröhrchen über dem Quecksilber mit Stickstoff oder Kohlensäure unter hohem Druck gefüllt, wodurch Quecksilberthermometer bis 550° und bei Anwendung von Quarzglas bis 800° sehr gut zu verwenden sind. Die untere Grenze der Brauchbarkeit ist — 39°.

Hat nicht das ganze Quecksilber des Thermometers die zu messende Temperatur, so mufs zu der Ablesung t ein Betrag Δt hinzugefügt werden, der sich aus der Länge des herausragenden Fadens f in Graden und aus dessen Temperatur t_f bestimmt: $\Delta t = \frac{f(t - t_f)}{6300}$. Zur Bestimmung von t_f kann ein kleines Hülfsthermometer oder besser das Mahlkesche benutzt werden, das man unmittelbar neben dem anderen aufhängt. Gröfsere Fadenberichtigungen bringen immer eine merkliche Unsicherheit in die Messung.

Für **niedrige Temperaturen** unter — 39° dient **Alkohol, Toluol, Pentan** oder **Petroleumäther** zur Füllung von Thermometern.

Zu genauen Temperaturmessungen kommen aufser den Quecksilberthermometern besonders **elektrische Thermometer** in Betracht.

Die **elektrische Widerstandsthermometer** (Platinthermometer) beruht auf der regelmäfsigen Zunahme des Leitungswiderstandes eines Platindrahtes mit der Temperatur. Gebrauchsgrenze nach oben bei geeigneter Anordnung bis 1000°, nach unten beliebig tief. Eichung nach Normalthermometern. Vermeidung der Fadenkorrektion.

Das **Thermoelement** mifst die Temperatur durch die Spannung eines Thermostromes. Zwei Drähte von verschiedenen Metallen werden zusammengelötet und die Lötstelle der zu messenden Temperatur ausgesetzt, während die beiden anderen Enden auf unveränderlicher Temperatur gehalten werden. Die Spannung wird durch ein Galvanometer oder durch Kompensation gemessen. Eichung nach Normalthermometer oder mit bekannten Festpunkten.

Für Temperaturen von 500° abwärts sind Thermoelemente aus Kupfer-Konstantan oder Eisen-Konstantan (40 % Ni, 60 % Cu) gebräuchlich, von 500° bis 1600° verwendet man das Le Chateliersche Thermoelement aus Platin und Platin mit 10 % Rhodium.

Da nur die sehr kleine Lötstelle der zu messenden Temperatur ausgesetzt werden mufs, so kann in sehr engen Räumen und an bestimmten eng begrenzten Stellen gemessen werden. Doch mufs die Lötstelle selbst die zu messende Temperatur haben, andererseits dürfen die übrigen Uebergangstellen zwischen verschiedenen Metallen keine nennenswerten elektromotorischen Kräfte liefern (Vermeidung der Ableitung).

Für verschiedene Metallpaare ergeben sich für 100° Temperaturunterschied der Drahtenden ungefähr folgende elektromotorische Kräfte in Millivolt

Eisen — Konstantan 4,9 bis 5,4;	Kupfer — Nickel 2,3;
Kupfer — Konstantan 4,1;	Eisen — Platin 1,4 bis 1,9;
Eisen — Nickel 3,0 bis 3,5;	Platin — Platin mit 10 % Rhodium 1,0.

Zur **Eichung** und **Prüfung** von Thermometern für hohe Temperaturen dienen am besten die genau bekannten Schmelzpunkte von Zinn, Blei, Zink, Antimon, Silber, Gold, Nickel, Platin und die Siedepunkte von Naphthalin, Schwefel, Zink (I. Bd. S. 378 u. 379).

Optische Pyrometer (Holborn-Kurlbaum, Fabrikat Siemens u. Halske, Wannerpyrometer, Fabrikat Hase, Hannover u. a.) dienen zur Messung der Temperaturen von 500° aufwärts. Genauigkeit von 500° bis 1500° etwa ± 10°, über 1500° ± 15°. Sie beruhen auf Photometrierung der von den zu messenden heifsen Körpern ausgehenden Strahlung. Strahlungsgesetze I. Bd. S. 390.

Glühfarben des Eisens.

blendend weifs	über 1500°	hellorange	1200°	kirschrot	900°
Schweifshitze	1400—1500°	helles Glühen	1150°	dunkelkirschrot	800°
starkes Weifsglühen	1350°	dunkelorange	1100°	dunkelrot	700°
weifsglühend	1300°	hellkirschrot	1000°	im Dunkeln rotglühend	500°

Segerkegel (Pyramiden von 6 cm Höhe für die verschiedenen Temperaturen in 59 verschiedenen Nummern hergestellt) aus Silikatgemischen haben sich in der Tonwarenindustrie zur Bestimmung des Garbrandes der Ware und bei sonstigen technischen Feuerungsanlagen zum Messen der Temperaturen von 600° bis 2000° bewährt.*) Die Kegel liefern nur eine Endtemperatur. Diese gilt als erreicht, wenn der Kegel mit seiner Spitze die Unterlage berührt. Doch hat auch die Zeit der Einwirkung merklichen Einflufs auf die Erreichung der Unterlage — so wie auch die Erreichung guten Garbrandes aufser von der Temperatur noch von der Zeit abhängt.

Tafel einiger Schmelzpunkte der Segerkegel.

Nr.	Temperatur	Nr.	Temperatur	Nr.	Temperatur	Nr.	Temperatur
022[1])	600	1a	1100	20	1530	35	1770
016	750	10	1300	26[2])	1580	39	1880
01a	1080	15	1435	30	1670	42	etwa 2000

[1]) Sprich: Null zweiundzwanzig.
[2]) Keramische Produkte, die über S. K. 26 schmelzen, werden als „feuerfest" bezeichnet.

2. Wärmemenge $W = G \cdot c \cdot (t_2 - t_1)$ oder $W = V \cdot c' \cdot (t_2 - t_1)$, hierin W = Wärmemenge in WE; G kg = erwärmtes Gewicht; c = spez. Wärme der Gewichtseinheit; V cbm = stündlich erwärmtes Volumen; c' = spez. Wärme der Volumeneinheit; $t_2 - t_1$ = Temperaturzu (ab-)nahme. Mengenmessung II. Bd. S. 320; spez. Wärmen I. Bd. S. 373; für Gase S. 398. Bei Gasmischungen (z. B. Rauchgasen) Rechnung mit Volumen bequemer, weil annähernd gleiche spez. Wärme der zweiatomigen Gase.

F. Feuerungstechnische Messungen.

I. Heizwertbestimmung.

Oberer und unterer Heizwert s. I. Bd. S. 461.

1. Bomben-Kalorimeter für feste Brennstoffe. Eine gewogene Menge in der Berthelot-Mahlerschen Bombe mit verdichtetem Sauerstoff verbrannt. Aus der Temperaturzunahme des Kalorimeters berechnet sich der obere Heizwert. Um den unteren zu finden, ist entweder die Krökersche Bombe zu benutzen, die die Messung des Verbrennungswassers gestattet, oder es mufs die Elementaranalyse des Brennstoffs gemacht werden.

*) Lieferant Chemisches Laboratorium für Tonindustrie, Berlin NW 5 u. Kgl. Porzellan-Manufaktur, Berlin.

2. Junkers-Kalorimeter für flüssige und gasförmige Brennstoffe. Eine dem Gewicht nach genau bestimmte Menge flüssigen Brennstoffs bzw. die durch eine Gasuhr gemessene Gasmenge wird verbrannt. Aus der Temperaturzunahme einer bestimmten, durch das Kalorimeter fließenden Wassermenge ist der Heizwert des Brennstoffs zu berechnen.

3. Heizwertbestimmung durch chemische Untersuchung (Notbehelf). Die Heizstoffe werden analysiert und der Heizwert nach der **Verbandsformel** aus den Analysenwerten berechnet (I. Bd. S. 461).

II. Rauchgasanalyse.

1. Orsat-Apparat zur Untersuchung der Heizgase von Kesselfeuerungen.

100 Raumteile der Heizgase werden nacheinander mit Flüssigkeiten, die CO_2, O und CO absorbieren, in Berührung gebracht. Die Raumverminderung nach der Absorption gibt unmittelbar den Prozentgehalt an. Zur Vermeidung von Temperatureinflüssen bei der Messung Wassermantel um das Meſsrohr. Temperaturausgleich nach Neufüllung usw. abwarten oder herbeiführen.

Zur Gasentnahme wird ein Rohr, bei höheren Temperaturen ($>500^0$) ein Porzellanrohr, bei hohen ein kaltwarmes Rohr (Kapillarrohr mit Wasserkühlung) verwendet, das durch das Kesselmauerwerk in den Feuerzug (für Untersuchung der Verbrennung) oder in den Fuchs (zur Feststellung der Essenverluste, I. Bd. S. 465, II. Bd. S. 97) bis Mitte Gasstrom hineinragt. — In die Leitung ein Ruſsfilter aus Glaswolle. Auf Dichtigkeit der Schlauchleitung achten! Absorptionsmittel für

CO_2: Kalilauge vom spez. Gew. 1,24 bis 1,32 (1 G.-T. KOH auf 2 bis 3 G.-T. Wasser),

O: nach Fischer 15 g Pyrogallussäure, heiſs gelöst in 30 ccm gekochtem Wasser, nach Erkalten dazu 80 ccm Kalilauge von 1,24 spez. Gew.,

CO: Lösung von Kupferchlorür in Salzsäure von 1,124 spez. Gew.

Wassergehalt der Abgase aus der Feuchtigkeitsbestimmung bei der Heizwertbestimmung mittels Bombe rechnerisch.

2. Selbsttätige Gasanalysatoren (Ados, Eckardt) zur dauernden Betriebsüberwachung. Ein Gasstrom wird dauernd dem Feuerzeug entnommen und durch den Gasanalysator geführt. Hier werden abgemessene Raumteile in regelbaren Zeitabständen durch Kalilauge hindurch unter eine kleine Meſsglocke gedrückt. Der Hub der Meſsglocke wird aufgezeichnet; er wird um so gröſser, je weniger Kohlensäure das Gas enthalten hat, d. h. je mehr der Gasprobe nach erfolgter Absorption von CO_2 unter die Meſsglocke tritt. Meistens nur Bestimmung von CO_2; Gegenprobe auf O fehlt.

Einfacher: Aspirator durch Wasserabfluſs während einer Betriebsschicht allmählich voll Gas saugen lassen und mittels Orsat die durchschnittliche Zusammensetzung der Gase feststellen, z. B. für Heizerprämien.

3. Da Kohlensäure 1,5 mal so schwer ist wie Luft, so kann aus einer Messung des spez. Gew. auf den Kohlensäuregehalt der Gase geschlossen werden. Hierauf beruhen andere Apparate zur unmittelbaren Anzeige, teils auch mit photographischer Verzeichnung des Kohlensäuregehaltes (G. A. Schultze).

---

3. ABSCHNITT

Arbeitsmaschinen.

I. Werkzeugmaschinen.

A. Maschinen zur Bearbeitung der Metalle.*)

a. Sandformmaschinen.

Für die Kastenformerei kommen in Betracht:

Abhebe- und Durchzugmaschinen zur Herstellung zweiteiliger Formen, bei denen der Sand entweder mittels Hand- oder Druckluftstampfer oder durch Pressen mittels Gewichthebels, Druckluft oder Druckwassers verdichtet wird. Bei der Abhebemaschine wird der fertige Kasten durch die Abhebevorrichtung genau von der Form abgehoben. Die Durchzugmaschine eignet sich besonders für hohe Stücke, da bei dem Durchziehen des Modells durch die Formplatte nach unten der Sand durch die letztere gestützt wird.

Die hydraulischen Maschinen arbeiten mit einem Wasserdruck von rd. 50 at bei einer Pressung des Sandes von rd. 1,5 kg/qcm lichten Kastenquerschnitts bei Graugufs und mit rd. 100 at bei rd. 2,5 kg/qcm für Stahlgufs.

Prefsluft, die ihrer Elastizität wegen nicht so ruhig und gleichmäfsig wie der Wasserdruck arbeitet, wird nur bei kleinen — bis zu 0,25 qm — Formkasten benutzt. Druck bis 6 at. Für tragbare Maschinen, der leichten Verlegung der Leitungen wegen, zu empfehlen.

Viel Anwendung findet Prefsluft zum Betrieb von Vibratoren beim Abheben der Modelle, zum Abblasen der Form und zum Betriebe der Sandstampfer. Uebliche Ausführungen als Bankstampfer im Gewicht von rd. 5 kg und als Handstampfer im Gewicht von 8 bis 15 kg; Druck 5 bis 6 at. Luftverbrauch 0,25 bis 0,6 cbm frei Luft i. d. Min.

Rüttelformmaschinen**) werden zum Einformen von aufsergewöhnlich grofsen und nicht zu unregelmäfsigen Stücken benutzt. Der Sand wird in Formkasten über der Modellplatte festgerüttelt. Das Anheben der Platte mit dem Kasten erfolgt durch Prefsluft von 4 bis 6 at. Die Anzahl der Stofshübe beträgt bis 120/min. Zum Rütteln einer Form sind je nach der Höhe des Kastens 15 bis 50 Hübe notwendig, von denen der erste der wirksamste ist, da er den Sand an dem Modell in einer Höhe von 10 bis 20 mm verdichtet. Mit der Höhe des Sandes nimmt seine Dichtheit ab, was für das Giefsverfahren von grofsem Vorteil ist.

*) Vgl. Herm. Fischer, Werkzeugmasch. Bd. 1.
**) St. u. E. 1910 S. 1751.

Für **Massenherstellung** gelangen Wendeplatten zur Anwendung, bei denen beide Formkastenhälften auf einer Maschine geformt werden, oder Maschinen mit Drehtischanordnung, die auch zur Herstellung dreiteiliger Formen benutzt werden können. Beide Verfahren finden auch Anwendung bei der Herstellung doppelseitig geprefster Formen, die aufeinandergesetzt zu einem Formenbündel vereinigt und von einem gemeinschaftlichen Angufs aus abgegossen werden können.

Für die Kernformerei gelangen aufser obigen Maschinen Ausdrück-, Abzieh- und Stopfmaschinen zur Anwendung.

Nach dem **Bonvillainschen Formverfahren** lassen sich besondere Formplatten auf billige Weise herstellen, die sich schon bei 50 bis 100 Abgüssen bezahlt machen. Die dazugehörigen Formmaschinen arbeiten nach dem Durchzugverfahren mit sog. Abstreifkämmen, die bei der Herstellung der Formplatten mit angefertigt werden und die sich allen Umrissen des Modells anschmiegen, so dafs keine ebene Modellteilung notwendig ist. Senkrechte Kerne werden mit der Form gleichzeitig hergestellt. Die Maschinen werden in neuer Zeit auch mit Wendeplatten hergestellt.

Bei **Räderformmaschinen**, die als Tischformmaschinen — Form abnehmbar — oder als Säulenformmaschinen — Maschine aushebbar — hergestellt werden, ist besonders auf Starrheit des Baues, genaue Teileinrichtung und Vermeidung toten Ganges zu achten.

Für die Herstellung der Formen stehend zu giefsender Rohre benutzt man **Rohrformstampfmaschinen** von Ardelt. Die Stampfeinrichtung besteht aus einem kurzen Rohrstück oder Ring, an dem 4 bis 16 Finger oder Stampfer federnd befestigt sind. Aufser der Auf- und Abwärtsbewegung erhält sie noch eine Drehung um ihre Achse. Das Hubwerk macht 120 bis 160 Schläge/min. Maschine eignet sich für Rohre von 30 bis 1500 mm l. W. Kraftbedarf 1,5 bis 5 PS. Aufhängung der Formen an einer um ihre senkrechte Achse drehbaren Trommel von 4 bis 7 m Durchm. Einfachere Bedienung durch Drehkrane als bei Anwendung rechteckiger Röhrengruben.

Die Rohrformmaschine Herbert-Aland arbeitet nach dem Ziehverfahren, wobei ein Prefskegel durch einen hydraulisch aufwärts bewegten Kolben durch die Form gezogen wird und so den Sand in der Form von innen her prefst und verdichtet. Der Prefskegel hat an der stärksten Stelle einen ungefähr 1,5 mm gröfseren Durchmesser als das Rohr. Dauer für die Herstellung einer Form etwa $2^1/_2$ min.

b. Schmiedemaschinen.

1. Allgemeines.

Für die Widerstände gibt die Reifsfestigkeit der Metalle (I. Bd. S. 487) einen gewissen Anhalt. Die Festigkeit wird mit zunehmender Temperatur, bei Eisen und Stahl in verwendbarem Grade erst von 300° ab, geringer, und zwar zunächst sehr stark, bei weiter zunehmender Temperatur langsamer.

Abb. 1 zeigt die Ergebnisse der Versuche von Kollmann, Abb. 2 diejenigen von Howard.

Die für die Umgestaltung erforderlichen Kräfte sind gröfser als die hier dargestellten Festigkeiten, weil 1. die Umgestaltung rascher stattfindet als die Beanspruchung bei der Festigkeitsprüfung, 2. im Verlauf der Arbeit sich das Gefüge des Eisens verdichtet, 3. ein lebhafter Wärmeverlust durch die das Werkstück innig berührenden Werkzeugflächen stattfindet.

Abb. 1.

Abb. 2.

Linie aa stellt die Festigkeiten von Bessemereisen mit 0,23 % C, bb von Feinkorneisen mit 0,62 % C, cc von Schweifseisen mit 0,1 % C dar. Linie dd gehört zu Stahl mit 0,97 % C und 0,8 % Mn, ee zu Stahl mit 0,37 % C und 0,7 % Mn, ff zu Stahl mit 0,09 % C und 0,11 % Mn, gg zu Schweifseisen.

Bezeichnet σ die Festigkeit in kg/qmm, k den beim Umgestalten zu überwindenden Widerstand in kg/qmm, F die Gröfse der gedrückten Flächen (bei schräg liegenden Flächen die Projektion der Druckflächen quer zur Kraftrichtung) in qmm, P den Gesamtdruck auf diese Flächen in kg, φ eine Erfahrungszahl (immer > 1), so ist

$$k = \varphi \sigma, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

$$P = kF = \varphi \sigma F \quad . \quad (2)$$

Soll das Werkstück auch quer zur Kraftrichtung eine scharfe Ausbildung erfahren, so ist zu setzen:

$$P = 2kF = 2\varphi \sigma F, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

und sollen etwa in seitlichen Ausbuchtungen des Gesenks rückwärtsliegende Flächen deutlich ausgeprägt werden, so vergröfsert sich der Widerstand noch mehr.

Rührt die Kraft P von einem Schlag her, so hat φ einen grofsen Wert (bis 10); wird sie durch ein langsam wirkendes Mittel ausgeübt, so ist $\varphi = 2$ bis 1,4. Eisen von 60 bis 70 kg/qmm Festigkeit bei 0° hat bei 1000° etwa 4 bis 5 kg Festigkeit, so dafs, wenn P durch Schlag erzeugt wird, k bis 40 oder 50 kg, wenn langsam gedrückt wird, k nur 6 bis 9 kg beträgt.*)

Bezeichnet bei Bearbeitung durch Druck e die Eindringungstiefe, d. h. den Weg in mm, den das Werkzeug arbeitend zurücklegt, so ist

*) Vgl. auch Sobbe, Technologie des Schmiedepressens, Werkst.-Technik 1908 S. 430 ff.

die aufzuwendende Arbeit A in mkg, wenn P den Mittelwert der widerstehenden Kraft ausdrückt,

$$A_{\text{mkg}} = P \frac{e}{1000} = \frac{kFe}{1000} \quad \ldots \ldots \quad (4)$$

Ein Blech oder Flacheisen von b mm Breite, δ mm Dicke, J cmm Rauminhalt bedarf, um aus der geraden Gestalt in die Krümmung vom Halbmesser ρ mm gebogen zu werden, der Arbeit:

$$A = \frac{k\delta/\rho J}{4000} \text{*)} \quad \ldots \ldots \quad (5)$$

2. Wagerechte Schmiedemaschinen.

Schmiedemaschinen gelangen hauptsächlich zur Anwendung bei der Herstellung von Teilen, die entweder gar keine oder nur wenig Nacharbeit erfahren. Den Hämmern gegenüber besteht der Vorteil darin, dafs zu Verstärkungen das schwächere Material angestaucht wird. Dasselbe wird zwischen Matrizen festgehalten, und die Stauchung geschieht durch eine von einer Kurbelwelle angetriebene Schubstange; der Druck wird vom Gestell aufgenommen. Gegen Ueberlastungen müssen Sicherheitsbolzen in die Antriebsmittel eingebaut werden.

3. Mechanisch angetriebene Hämmer.

1. **Wipphämmer.** Die tätige Masse, der Bär, wird von einer Feder getragen und mittels Hand oder Fufs gegen das Werkstück geschleudert; Bärgewicht $\gtreqless$ 25 kg, Hubhöhe $\gtreqless$ 600 mm.

2. **Federhämmer.** Die Federhämmer werden durch Kurbel angetrieben. Zwischen Kurbel und Bär wird ein federndes Mittel (Blattfeder, Luftpuffer) eingeschaltet, das ohne Aenderung des Kurbelhalbmessers sehr verschiedene Hubhöhen des Bären und eine grofse Schlagzahl (bis 500 in der Minute) hervorzubringen gestattet.

3. **Fallhämmer.** Der Bär wird gehoben und fällt auf das Werkstück durch eigenes Gewicht oder durch Feder- oder Dampfkraft. (Scharfe Grenzen zwischen 2. und 3. sind nicht zu ziehen.)

Bezeichnet A die abzugebende Arbeit in mkg, G das Bärgewicht in kg, $g = 9{,}81$ m/sk² die Beschleunigung durch die Schwere, v die Endgeschwindigkeit des Bären in m/sk, h die Hubhöhe des Bären in m, so ist, wenn der Bär durch Eigengewicht fällt,

$$A = \frac{G}{g} \frac{v^2}{2} = Gh \text{ oder angenähert } A = 0{,}05\, Gv^2 \quad . \quad (6)$$

Aus Gl. 4 und 6 entsteht

$$\left.\begin{aligned} Gv^2 &= \frac{kFe}{50}, & F &= \frac{50\,Gv^2}{ke} \\ Gh &= \frac{kFe}{1000}, & F &= \frac{1000\,Gh}{ke} \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Besondere Arten von Fallhämmern:

α) Helm- oder Stielhämmer, vielfach zum Vorschmieden von Gesenkarbeiten verwendet. (Bauart Bradley 200 bis 400 Hübe in der Minute, Bärgewicht bis 100 kg; Kraftbedarf für einen 50 kg-Hammer 1,5 PS, für einen 80 kg-Hammer 2 PS.)

---

*) Herm. Fischer, Werkzeugmasch. 2. Aufl. Bd. 1 S. 763.

β) Gleis- oder Parallelhämmer. Der Bär wird an geraden Bahnen geführt. Hierher gehören die

Wickelhämmer. Der Bär wird über dem Ambofs an 2 Führungsstangen geführt und hängt an einem biegsamen Bande, das mittels Winde aufgewickelt wird. Der Bär fällt, nachdem die Windentrommel von ihrem Antriebe gelöst ist.

Riemenreibhämmer. Der am Bär befestigte Riemen wird über eine stetig kreisende Rolle geführt. Zieht man am freien Ende (meist mit der Hand) mit der Kraft P, so ist die Hubkraft im anderen Riementrum

$$K = P e^{\mu \alpha} \text{*)}, \quad \ldots \quad (8)$$

worin e die Grundzahl der natürlichen Logarithmen,
μ die Reibungszahl $= 0{,}25$ bis $0{,}6$,
α den vom Riemen umspannten Bogen (fast stets $= \pi$) bedeutet;

$$\text{oder } K = (2{,}57 \text{ bis } 6{,}58)\, P \quad \ldots \quad (9)$$

Der Bär fällt, wenn am freien Ende nicht mehr gezogen wird. Der Riemen gleitet über die Rolle zurück, falls er nicht durch besondere auf Federn gestützte Rollen abgehoben wird. Bärgewicht bei Handzug bis 100 kg.

Stangenreibhämmer. Der Bär, an einem Brett befestigt, das zwischen 2 stetig kreisenden Rollen liegt, wird gehoben, wenn die Rollen einander genähert werden, und fällt, wenn man sie wieder von dem Brette entfernt und damit die Reibung beseitigt.

Bei Stangenreibhämmern für Gesenkarbeiten befindet sich der Bär im Ruhezustande in seiner höchsten Lage (Auslösung durch Fufstritt, selbsttätiges Heben). Das Brett ist in seiner ganzen Länge parallel, im Gegensatz zu dem nach oben schwach verjüngten bei der Handsteuerung.

$$\left.\begin{aligned} \text{Hubkraft } K &= \mu P, \text{ wenn eine Rolle angetrieben wird,} \\ &= 2\mu P, \text{ wenn beide Rollen angetrieben werden,} \end{aligned}\right\} \quad (10)$$

wenn P die Kraft ist, mit der die Rollen gegen die Stange gedrückt werden.

Da $\mu \sim 0{,}25$ ist,

$$K = 0{,}25\, P \text{ bzw. } = 0{,}5\, P \quad \ldots \quad (11)$$

Bei Berechnung der Wickel- und Reibhämmer ist zu beachten, dafs zunächst ein Teil der Hubkraft den Bär beschleunigen, K also $> G$ sein mufs. Bezeichnet α eine Zahl > 1, so ist

$$K = \alpha G \quad \ldots \quad (12)$$

Der Bär wird mit der Kraft $(\alpha - 1)\, G$ beschleunigt, bis die Geschwindigkeit v erreicht ist, Antriebreibräder oder Riemen müssen also gleiten.

Die ganze Hubzeit beträgt

$$t_h = 0{,}051 \frac{v}{\alpha - 1} + \frac{h}{v}, \quad \ldots \quad (13)$$

die Fallzeit

$$t_f = 0{,}45 \sqrt{h}, \quad \ldots \quad (14)$$

wenn von den nebensächlichen Reibungswiderständen abgesehen wird.

Gröfste minutliche Schlagzahl 20 bis 30.

---

*) Tafel I. Bd. S. 257.

Gebräuchliche Werte: $v = 0,8$ bis 1,2 m/sk, $\alpha = 1,2$ bis 2, $h = 1$ bis 2 m, $G = 50$ bis 750 kg (höchstens 1500 kg), Ambofsgewicht 10 bis 15 G.

Rollenbreite bei Riemenreibhämmern in mm gleich dem Bärgewicht in kg, Breite der hölzernen glatten Hubstange in mm bei nur einer treibenden Rolle $= G$ bis $\frac{G}{2}$, bei zwei Rollen $= \frac{G}{2}$ bis $\frac{G}{4}$.

Kraftbedarf für Stangenreibhämmer.

Bärgewicht . . . kg	125	200	300	400	500	750
Kraftbedarf rd. . PS	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0

4. Dampfhämmer.

Einfach wirkende Dampfhämmer (Fallhämmer). Der an einer Kolbenstange befestigte Bär wird durch Dampf gehoben und fällt durch sein eigenes Gewicht. Erforderliche Hubkraft $K = \alpha G$ (s. o.), der Teil $(\alpha - 1) G$ dient zur Beschleunigung der Hubbewegung, und zwar auch nach Absperrung des Dampfes, solange der Druck unter dem Kolben $> G$ ist. Einfach wirkende Hämmer nur im Gebrauch für grofse Werkstücke.

$G = 25$ bis 125 t, $\alpha = 1,5$ bis 1,2, gröfste minutliche Schlagzahl $z = \frac{40}{\sqrt{h}}$, gröfste Hubhöhe $h_m \sim 0,1 \sqrt[3]{G_{kg}}$, Kolbenstangendicke $d = 2 \sqrt{G_{kg}}$ mm.

Uebelstand dieser einfach wirkenden Hämmer: Die Höhe des schädlichen Raumes unter dem Kolben ist abhängig von der Werkstückdicke.

Hämmer mit expandierendem Oberdampf (Daelensche Bauart). Der hebend wirksam gewesene Dampf drückt auf die gröfsere obere Kolbenoberfläche beim Abwärtsgehen des Kolbens, mithin bessere Dampfausnutzung, gröfsere Fallbeschleunigung des Bären, gröfsere Schlagzahl.

Dampfhämmer mit frischem Oberdampf. Einrichtung meist so, dafs für leichte Schläge einfache Dampfwirkung benutzt wird, für kräftige frischer Oberdampf (je nach Stellung des Steuerhebels). Oberste Grenze der minutlichen Schlagzahl teils durch den Oberdampf, teils durch gröfseres α weiter nach oben zu rücken.

Bei kleineren Hämmern (Bärgewicht 80 bis 1000 kg) $\alpha = 2$ bis 3,5, Kolbenstangendicke $= 0,5$ bis 0,65 des Kolbendurchmessers, also obere Kolbenfläche $= 1,3$- bis 1,7 mal der unteren. Daher bis 350 Schläge in der Minute, je nach Hubhöhe und Zustand der Stopfbüchse. Umsteuerung selbsttätig von Bär oder Kolbenstange aus (bei kleineren Ausführungen ist der Kolben oder die Kolbenstange mit dem Steuerschieber verschmolzen). Ferner Hämmer, die nur von Hand oder von Hand und selbsttätig geregelt werden. Schlagzahl und Schlagstärke bei den letzteren durch Drosseln des Dampfes, Aendern der Mittellage des Steuerschiebers, auch durch Aendern des toten Ganges im Steuer-

werk zu regeln. Besonders als Schnellschlaghämmer für Vorschmiedarbeiten. Für Fertigschmieden mufs jeder einzelne Schlag durch Betätigung des Steuerhebels geregelt werden können. Sehr gut geeignet hierfür Ventil- oder Schiebersteuerungen für sparsamen Dampfverbrauch. Statt des torartigen Gestelles meistens ein **C**-förmiges. Hammerfläche etwa $^1/_3$ bis $^1/_2$ der oberen Kolbenfläche.

Unter **Ambofs** versteht man nicht allein die Stützfläche des Werkstücks, sondern auch die Masse, welche die auf sie einwirkenden Stöfse auszugleichen hat. Der Ambofs mufs daher elastisch nachgiebig sein und eine grofse Masse haben. Man zerlegt ihn in zwei Teile: die Ambofsbahn oder den Oberambofs oder das Untergesenk und anderseits den Unterambofs oder die Schabotte. Letztere enthält die wirksame Masse. Der Ambofs ist zuweilen mit dem Hammergestell verbunden, um dessen Masse mit zu benutzen, jedoch nur bei kleineren Hämmern zulässig, weil das Hammergestell unter den Erschütterungen sehr leidet.

Gewicht Q des Ambosses

für Hämmer zum Eisenschmieden: $Q = 6\,h\,G$, mindestens $8\,G$,
„ „ „ Stahlschmieden: $Q = 10\,h\,G$, „ $12\,G$, } (15)
„ „ mit frischem Oberdampf das 1,3fache dieser Werte.

Ausgeführte Hämmer sind häufig mit viel leichteren Ambossen ausgerüstet.

Der Druck Q_1, den der Unterambofs auf die ihn stützende Fläche ausübt, wird angenommen:

für Luppenhämmer . . . . zu $Q_1 = (30 \text{ bis } 60)\,h\,G + Q$,
„ Hämmer z. Schmieden von Paketen „ $Q_1 = (60 \text{ „ } 95)\,h\,G + Q$, } (16)
„ „ „ „ „ Stahl . . „ $Q_1 = (95 \text{ „ } 125)\,h\,G + Q$.

5. Schmiedepressen.*)

Der Druck P ist ohne weiteres dem von der Presse zu liefernden gleichzusetzen. Gute Regelbarkeit ist Bedingung. Die Schmiedepressen werden fast ausschliefslich mit Druckmitteln, wie Dampf, Luft, Wasser, Oel, die auf eine Kolbenfläche drücken, betrieben, insbesondere werden die unelastischen tropfbaren Flüssigkeiten bevorzugt.

Der von der Presse zu liefernde Druck beträgt bis zu 10 000 t. In Rücksicht auf die Dichtungen wird der Wasserdruck zwischen 50 und 200 at, höchstens 500 at gewählt.

Das Druckwasser (oder Oel) wird entweder von einem Speicher (Akkumulator) oder unmittelbar von einer Pumpe geliefert.

Im ersteren Falle kann die Wasserspannung durch Belasten oder Entlasten des Speichers im allgemeinen geregelt oder Wasser verschiedener Spannung bereitgehalten werden; die Regelung an jeder einzelnen Maschine ist nur durch Drosseln und Absperren möglich. Deshalb tritt hier häufig die Regelung der Druckflächengröfse hinzu, indem man mehrere Kolben nebeneinander, hintereinander (Abb. 3 u. 4) oder ineinander (Abb. 5) schaltet (was auch für Druckluft und Dampf angewendet wird).

---

*) Hoffmann, Die hydraulischen Schmiedepressen. Berlin 1912. Jul. Springer.

R e i n h y d r a u l i s c h e P r e s s e n fast nur bis 1000 t Druck. Antrieb durch Pumpe mit Akkumulator 150 bis 200 at; Pressen von 1000 bis 2000 t erhalten u. Umst. 2 bis 3 Prefszylinder. Rein hydraulische Pressen haben den Vorteil der leichten Uebersichtlichkeit und arbeiten besonders in den angegebenen Grenzen meist wirtschaftlicher als dampfhydraulische.

Zur Vermeidung von Stöfsen mufs die Senkung des Querhauptes im Leerlauf mit der gleichen Geschwindigkeit erfolgen, wie das Wasser vom Behälter nachströmen kann.

Leitungen für hohe Drücke erhalten der Kosten wegen kleine Durchmesser; deswegen grofse Durchflufsgeschwindigkeit und Druckverluste. Rückleitungen haben nur geringen Druck und erhalten grofse Querschnitte für schnelle Rückzüge. Für die Abmessungen und Konstruktionen der Rohr- und Ventilquerschnitte ist wichtig, dafs alle Uebergänge von einer Bewegungsart zur anderen und Umkehrungen in den Bewegungsrichtungen rasch und genau erfolgen.

Abb. 3. Abb. 4. Abb. 5.

Für Pressen über 2000 t kommen fast ausschliefslich d a m p f h y d r a u l i s c h e P r e s s e n in Anwendung. Hierbei wirkt der Dampf unter gleichbleibendem Druck im Triebapparat, der entweder für sich stehen kann oder auf die Presse aufgebaut wird, derart, dafs er auf die grofse Kolbenfläche prefst, wodurch die nach dem anderen Ende verlängerte Kolbenstange als hydraulischer Kolben wirkt. Zum Ausgleich von Stöfsen in den Leitungen beim Umkehren werden meist Windkessel eingebaut, die auch vielfach dazu benutzt werden, den Prefsbügel in die höchste Lage zu bringen und zu halten. Dampfdruck im Triebapparat 8 bis 10 at, Prefswasserdruck bis 600 at.

Geschwindigkeiten für rein hydraulische und dampfhydraulische Pressen: für Prefsdruck 10 bis 20, für Leergang abwärts 20 bis 100, aufwärts 25 bis 50 cm/sk. Zeitverlust beim Umsteuern 1 bis 2 sk (höhere Werte gelten für Pressen von 500, kleinere für Pressen bis 5000 t).

Bei hydraulischem Druck von 150 bis 200 at können Kolben angewendet werden, um den Rückzugzylinder zu vermeiden. Bei höheren Drücken ausschliefslich Plunger. Für den eigentlichen Prefshub genügen meist 150 bis 160 mm, der Leerlauf des Querhauptes mufs jedoch den gröfsten zu verarbeitenden Werkstücken angepafst werden.

Pressen bis 700 t Druck haben meist nur einen Prefszylinder bei sog. Einständeranordnung. Bei gröfseren Pressen wird der Oberholm mittels 4 Säulen auf den Unterholm aufgebaut. Schabotte in der Schmiederichtung, manchmal auch noch senkrecht dazu, meist hydraulisch verschiebbar, um leichte Auswechselbarkeit der Gesenke bei verschiedenen Schmiedearbeiten zu ermöglichen.

Pressen bis 500 t werden als Sonderausführung vielfach als Hammerpressen ausgeführt und gestatten bis 100 Hübe/min.

Zur Steuerung des Druckwassers dienen Kolbenschieber, selten Ventile. Es werden meistens Stulpliderungen angewendet, für Steuerkolben auch Liderungen aus zusammengepreſsten Lederringen und ausnahmsweise (bei ganz reinem Wasser oder Oel) sehr sorgfältig eingeschliffene Steuerkolben ohne Liderung.

6. Nietmaschinen.

Wenige derselben beruhen auf hammerartiger Wirkung; bei den meisten wird das Werkzeug (der Kopfsetzer, der Stempel oder das Schelleisen) langsam gegen den durch den Gegenhalter gestützten Nietbolzen geführt; es sind demnach Schmiedepressen, und sie werden wie diese betrieben. Liegen die Bleche nicht hart aufeinander, so bildet sich an dem Nietschaft ein zwischen die Bleche greifender Grat, der das Dichtmachen der Fuge sehr erschwert. Die Gratbildung wird verhütet durch vorheriges Andrücken eines Blechschluſsringes a (Abb. 6) mit der Weite $2\,d + 5$ mm und dem äuſseren Durchmesser etwa $2{,}5\,d + 7$ mm. Entfernung des Preſsstempels nicht vor dem Erkalten der Niete, damit das angedrückte Blech nicht zurückgeht.

Der Schlieſsdruck soll 6500 bis 8000 kg/qcm, berechnet auf den Nietquerschnitt, nicht überschreiten, um die Bleche in der Nähe der Nietlöcher nicht über die Streckgrenze zu beanspruchen.*)

Einstellung des Nietdruckes soll unabhängig von der Blechstärke an der Maschine erfolgen können. Der Schlieſsdruck muſs der Bolzen-

Abb. 6.

Abb. 7.

stärke entsprechend genügend lange gleichmäſsig aufrechterhalten werden können. Beobachtung des Druckvorganges und der Pressung mittels Schuchschen Nietprüfapparates.**)

Der Gegenhalter b (Abb. 6) wird an einem, der Blechschluſsring a, das Schelleisen und die Presse werden an dem anderen Ende eines meistens aus Stahl gegossenen Bügels (Abb. 7) befestigt. Zweckmäſsig ist der Blechschluſsring um den Gegenhalter zu legen, wobei er stets unter Druck gehalten wird; dann fällt die Presse einfacher aus, und man kann den Nietbolzen von auſsen in das röhrenartige Werkstück stecken. Der Gegenhalter wirkt dann als Schelleisen, und der an der Presse sitzende Stempel drückt gegen den schon vorhandenen Nietkopf.

*) Bach und Baumann, Z. d. V. d. I. 1912 S. 1890.
**) Schlesinger, Werkst.-Technik 1913 S. 387.

Die Maultiefe T des Bügels wird möglichst klein gewählt, beträgt aber zuweilen bis zu 5 m.

Der Bügel ist fest — stehend oder liegend —, während das Werkstück bewegt wird, oder ist so aufgehängt, dafs seine Lage gegenüber dem ruhenden Werkstück bequem gewonnen werden kann.

Abb. 8.

Hebelnietmaschinen für Prefsluftbetrieb (7 at). Bei gleichen Kolbenwegen nimmt der Stempelweg ab, der Stempeldruck zu, so dafs für den Schliefsdruck die gröfste Kraftübersetzung ausgeübt wird (Abb. 8).

Bei der elektrisch angetriebenen Nietmaschine von Flohr*) wird die senkrecht angeordnete Ankerwelle mit einer Schraubenspindel gekuppelt. Die Entkupplung geschieht auf elektromagnetischem Wege, kurz bevor der Döpper seine Endstellung erreicht hat.

Bei der elektrohydraulischen Maschine nach Spillmann**) wird durch einen Motor eine Pumpe angetrieben, die sich selbsttätig so einstellt, dafs der Schliefsdruck in genügend langer Zeit gleichmäfsig erhalten bleibt.

7. Prefslufthämmer.***)

In den durch Prefsluft betriebenen Hammerwerkzeugen wird ein Kolben hin und her geschleudert, der in rascher Aufeinanderfolge vermöge seiner lebendigen Kraft Schläge auf das eigentliche Werkzeug (Meifsel oder Döpper) oder auch unmittelbar auf das Werkstück ausübt. Wir haben es also mit einem selbsttätig gesteuerten Motor mit geradliniger Bewegung eines frei fliegenden Kolbens zu tun.

Durch Betätigung eines Einlafsventils im Handgriff gelangt die Druckluft in den Zylinder. Die Luftverteilung auf beide Kolbenseiten erfolgt entweder durch den Kolben selbst oder unter Zuhülfenahme eines besonderen Ventils. Man unterscheidet deshalb ventillose Hämmer und Ventilhämmer.

An den Baustoff werden sehr hohe Anforderungen gestellt. Zylinder, Kolben und Ventile sind aus sehr zähem Gufsstahl hergestellt und gehärtet; für die Steuerventile auch Nickelflufseisen im Einsatz gehärtet.

Ventillose Hämmer: Vorzüge sind ihre grofse Einfachheit und die geringe Zahl abzudichtender Flächen. Nachteilig ist, dafs die Hämmer bei grofsen Hüben zu lang, zu schwer und unhandlich werden, weil der Kolben zweimal und der Zylinder immer dreimal so lang als der

*) Z. d. V. d. I. 1912 S. 154.
**) Ebenda 1913 S. 95.
***) Nach Iltis, Prefsluftwerkzeuge. Verlag Göschen, Leipzig.

Hub sind. Da ferner nur der Kolben selbst als Steuermittel vorhanden ist, so sind Voreinströmung und Füllung voneinander abhängig. Erstere darf naturgemäfs erst kurz vor der Hubumkehr beginnen, letztere wird also entsprechend früh beendet sein. Die kleine Füllung hat aber eine Verminderung der Schlagstärke zur Folge.

Ebenso sind Auspuff und Kompression voneinander abhängig, weil für beide der gleiche Kanal in Betracht kommt. Dies bedingt einen kurzen Hub, wenn nicht über die Eintrittspannung verdichtet oder der schädliche Raum zu grofs werden soll. Oeffnet sich der Auspuff aber früh, so wird der Schlag dadurch wiederum abgeschwächt.

Die Hämmer eignen sich deshalb für schwache Schläge in rascher Aufeinanderfolge bis 4000 i. d. Min. besonders für Meifselarbeit und Klopfwerkzeuge.

Ventilhämmer: Man versteht hierunter im allgemeinen Hämmer mit räumlich vom Kolben getrennt angeordnetem Steuerventil. Diese Anordnung gestattet einen im Verhältnis zur Kolbenlänge viel gröfseren Hub als bei den ventillosen Hämmern. Die wechselseitige Einwirkung von Ventil und Kolben kann in sehr mannigfaltiger Weise erfolgen und beeinflufst wesentlich die Hublängen. Man unterscheidet Kurzhub- und Langhubhämmer. Erstere finden Anwendung, wo zahlreiche weniger starke Schläge erforderlich sind, also bei Meifsel- und Stemmhämmern, letztere als Niethämmer und Stampfer, die kräftige Schläge ausüben sollen.

Kurzhubventilhämmer geben je nach Gröfse 900 bis 4000 Schläge i. d. Min. mit Hüben von 12 bis 100 mm, Gewicht 2 bis 6 kg. Langhubhämmer (Niethämmer) zwischen 750 bis 1200 Hübe von 125 bis 250 mm, Gewicht 9 bis 12,5 kg. Die Einzelbauarten unterscheiden sich durch Gestalt, Anordnung, Bewegungsweise des Steuerventils sowie durch die verschiedenartige Beeinflussung desselben durch den Schlagkolben.

Der Meifselhammer von W. Kühn (Pokorny & Wittekind) ist wohl der verbreitetste Meifselhammer deutscher Herkunft. Das Steuerventil ist stufenförmig ausgebildet, aber nicht durchbohrt. Die kleine Stirnfläche f steht ständig unter Druck. Auf der gröfseren Fläche F wechseln voller und verminderter Druck, auf der Ringfläche r verminderter und Atmosphärendruck während eines Doppelhubes ab. Luftverteilung nur durch das Ventil. Die Abb. 9 zeigt rechts den Schlaghub, links den Rückhub. Wird das Einlafsventil E geöffnet, so gelangt Druckluft durch das Filter X nach a. Beim Schlaghub (Ventil in unterster Stellung) tritt Druckluft von a durch b_1 über den Kolben. Unter demselben entweicht die Luft durch d und die Eindrehung im Ventil nach h und ins Freie.

Umsteuerung: Die Ringnut R verbindet p mit m, Druckluft strömt von a durch pmo unter F und schiebt das Steuerventil zurück.

Rückhub: Druckluft gelangt gedrosselt durch ig unter den Kolben; über demselben erfolgt der Auspuff durch b_2 und die Eindrehung des Ventils.

Rückumsteuern: Im unteren Zylinderraum befindet sich gedrosselte Druckluft. Gibt die Unterkante des Kolbens die Kanäle n und u frei, so gleichen sich die Drücke auf der gröfseren Ventilstirnfläche F und der Ringfläche r aus und werden gleich dem unter dem Kolben herrschenden. Der Druck auf r in Verbindung mit dem auf der kleinen Stirnfläche f ständig lastenden vollen Betriebsdruck überwindet den auf F wirkenden und schiebt das Ventil in die Anfangslage hinab. Dadurch wird der untere Zylinderraum wieder mit dem Auspuff verbunden und mithin die Flächen F und r durch die Kanäle o und u entlastet. Wesentlich ist, dafs der Kolben an der Steuerung nicht teilnimmt, also keinen Auspuff öffnet, solange das Ventil noch in denselben Raum einströmen läfst.

Die Länge des Hubes wird bestimmt durch die Lage des Kanals n. Durch Ueberfliegen desselben beim Rückhube leitet der Kolben das Umsteuern ein. Kanal p darf

nach keiner Richtung überflogen werden. Hieraus ergibt sich das Verhältnis der Kolbenlänge zum Hub.

Die Kurzhubhämmer dienen zum Meifseln von Metall und Stein, wobei die Leistung ungefähr das Fünffache der Handarbeit beträgt, und zum Verstemmen von Blechen. Das Verstemmen von Nietköpfen ist schwierig und wenig verbreitet, weil das Werkzeug leicht ausgleitet.

Der Luftverbrauch der Kurzhubhämmer ist je nach der Gröfse sehr verschieden. Bei den üblichsten Metallmeifselhämmern beträgt er ungefähr $^1/_3$ cbm/min, auf at-Druck umgerechnet. Die Regelung der Schlagstärke erfolgt durch Drosseln der Druckluft, durch unvollkommenes Oeffnen des Einlafsventils. Sollen die Schläge gleich stark sein, so darf das Drosseln nicht von Hand aus erfolgen, sondern durch einstellbare Drosselschrauben.

Abb. 9. Meifselhammer · Abb. 10. Niethammer von W. Kühn.

Steuerventil

Steuerventil und Steuergehäuse

Druck-Kanäle
Auspuff-Kanäle
Umsteuer-Kanäle

Für gewisse Zwecke erfolgt gleichzeitig mit dem Schlagen eine Drehbewegung des Werkzeuges als Umsetzen, das besonders beim Bohren von Löchern in Stein notwendig ist. Dies wird meist selbsttätig durch den Hammer selbst ausgeführt. Bekannteste Ausführung hierfür der Steinbohrhammer von Flottmann, bei dem, abweichend von anderen Bauarten, ein einfaches Kugelventil eingeschaltet wird.

Langhubventilhämmer: Bei den Langhubhämmern fällt die Bedingung, dafs die Mündung des einen Umsteuerkanals nach beiden Seiten nicht überflogen werden darf, fort. Dieses ist der wesentlichste Punkt bei der Langhubsteuerung.

Bei dem Niethammer von Kühn (Pokorny & Wittekind), Abb. 10, pendelt der Schlagkolben um den Auspuffkanal *u*, der annähernd in der Mitte des Zylinders mündet, der Auspuff wird daher auf beiden Kolbenseiten durch den Kolben selbst eingeleitet. Das Ventil hat äufserlich dieselbe Gestalt wie beim Meifselhammer, ist jedoch röhrenförmig ausgebildet. Die kleinere Stirnfläche *f* steht ständig mit dem Druckraum in Verbindung. Auf der gröfseren Stirnfläche *F* und auf der Ringfläche *R* wechselt der Druck.

Schlaghub: Ventil in oberer Stellung. Einströmen von *a* über dem Kolben. Auspuff unter demselben durch Kanal *u* sowie durch Kanal *d*, die Eindrehung des Ventils Kanal *h*.

Umsteuern: Der Kolben gibt den Kanal *n* frei. Druckluft aus dem oberen Zylinderraum tritt durch *no* über die Ringfläche *R* des Ventils. *F*, *f* und *R* befinden sich

unter annähernd gleichem Druck. Ueberfliegt der Kolben den Auspuff *u*, so erfolgt unter dem Ventil eine Druckabnahme. Gleichzeitig wird *R* durch Kanal *n* entlastet.

Rückhub: Kanal *g* führt durch eine enge Oeffnung gedrosselte Druckluft unter den Kolben, über den die Luft durch *u* sowie durch *l* und die Ventileindrehung nach *h* auspufft.

Rückumsteuern: Der rückkehrende Kolben schliefst den Auspuff bei *u* und *l* und verdichtet die im oberen Zylinder eingesperrte Luft. Der auf *f* lastende Druck wird überwunden und das Ventil zurückgeschoben. Gleichzeitig legt die Kolbenunterkante den Auspuff frei. Der Hub ist also erheblich länger als der Kolben.

Die Leistung der Niethämmer hängt von der Lage der Niete ab. Niete von 26 mm Durchm. werden in 10 bis 15 sk geschlagen. Eine Nietkolonne aus 3 Mann kann i. d. st. bis 100 Niete schlagen. Der Luftverbrauch beträgt bei guten Werkzeugen 0,1 bis 0,2 cbm auf at-Druck/Niet. Die Nietung ist der Handnietung mindestens gleichwertig.

Preßluftanlagen.

Vom richtigen Entwurf der Gesamtanlage hängt wesentlich der Erfolg der Druckluftanwendung ab. Auf fehlerhafte Anlagen sind mehr Mifserfolge zurückzuführen als auf Mängel der Werkzeuge. Die angesaugte Luft soll kühl, trocken und staubfrei sein. Bei über 4 at Ueberdruck zweistufige Kompressoren mit Zwischenkühlung, die sparsamer arbeiten als einstufige und trocknere Druckluft erzeugen. Antrieb des Kompressors am vorteilhaftesten durch Transmission, sonst Dampfantrieb; elektrisch nur, wenn der Strom billig bezogen werden kann. Der Kompressor mufs so grofs gewählt werden, dafs er sämtliche vorhandene Werkzeuge gleichzeitig mit Luft versorgen kann, dann ist für Erweiterung des Betriebes ein gewisser Ueberschufs vorhanden. In nächster Nähe des Kompressors ist der Windkessel aufzustellen. Der Inhalt berechnet sich nach $V = \sqrt{10 \times \text{Saugleistung des Kompressors in cbm/min}}$. Der Kessel dient gleichzeitig als Wasserabscheider und mufs deshalb mit Ablafshahn versehen sein. Bei weitverzweigten Anlagen in Abständen von je 100 m Windkessel einbauen. Leitungen sind zur Vermeidung der Eisbildung frostsicher zu verlegen. Saugleitung möglichst kurz bemessen für eine Luftgeschwindigkeit von 15 m i. d. sk.

Für die **Druckleitung** im Hauptstrang bei Rohren bis 100 mm Durchm. 2 bis $2^1/_2$ m/sk Luftgeschwindigkeit, bei gröfseren Durchmessern gröfsere Geschwindigkeit. Verteilungsleitung in der Werkstatt, Durchmesser nicht unter 2″. Anschlufsleitung, die in Doppelkegelhähnen mit Momentanschlüssen endigen, bis 5 m Länge einzölliges Gasrohr. Dies genügt für die meisten Werkzeuge und für mittlere Nietmaschinen. Längere Verbindungsschläuche bis 25 m Länge, 19 mm Durchm. werden an die Konushähne angeschlossen und müssen armiert sein. Manövrierschläuche von 2 bis 5 m Länge, 13 bis 19 mm Durchm.

Haupt- und Verteilungsleitungen werden zur Entwässerung in der Strömungsrichtung mit Gefälle von 1 : 100 bis 1 : 50 verlegt. Die Schläuche selbst enthalten Einlage von Leinen, Baumwolle oder Klöppelgeflecht. Die Innenseite soll wegen des nicht ganz abzuscheidenden Oeles ölbeständig sein. Momentschlauchkupplungen mit Gummidichtung, besser mit Metalldichtungen. Die Werkzeuge müssen sehr sauber gehalten werden, wenn man wirtschaftlich arbeiten will. Lagerung in Petroleum während der Arbeitspausen zu empfehlen.

Die Wirtschaftlichkeit der Prefsluftwerkzeuge hängt von vielen zusammenwirkenden Umständen ab. Prefsluftmeifselhämmer leisten das fünffache wie ein Handarbeiter. Der Niethammer erspart 2 u. Umst. 3 Zuschläger. Die Leistungen sind aufserdem bedeutend höhere. Die Ersparnis an Arbeitslöhnen übersteigt schon nach kurzer Zeit den Aufwand für Druckerzeugung einschliefslich Verzinsung und Abschreibung der Anlage.

Der Schwerpunkt der Luftdruckverwendung im Werkstättenbetrieb liegt in den Hämmern einschliefslich der Stampfer und in den Nietmaschinen. Diese machen die Wirtschaftlichkeit des Druckluftbetriebes aus und sind entscheidend für die Wahl desselben. Von nicht zu unterschätzender Bedeutung ist hierbei auch die Wahl des Kompressorantriebes, und darauf beruhen die grofsen Unterschiede in den Angaben über die Druckluftkosten.

Zur zweistufigen Verdichtung von 1 cbm Luft i. d. Min. auf 6 at Ueberdruck sind reichlich gerechnet 7 PSe an der Kompressorwelle erforderlich. Hiernach berechnen sich die Kosten bei den verschiedenen Antriebsarten.

Im allgemeinen kann man annehmen, dafs sich schon eine gut ausgeführte Anlage für 6 bis 10 Hämmer rentiert, wenn sie im Jahre 60 Tage arbeitet.

c. Richt- und Biegemaschinen.

1. Allgemeines.

Bezeichnet $2a$ die meist einstellbare Entfernung der beiden Stützpunkte (Abb. 11), W das Widerstandsmoment des Werkstücks, σ die beim Fliefsen auftretende Spannung (bei Kesselblech 2200 bis 2500 kg/qcm), so mufs die biegende Kraft sein

Abb. 11.

$$P \geqq \frac{W}{a}\,\sigma.$$

2. Richtmaschinen.

Blechrichtmaschinen. Das Blech geht durch ein Rollensystem, das in der unteren Lage meist drei festgelagerte, gemeinschaftlich angetriebene und vier obere einstellbare Walzen hat. Die Einstellung erfolgt gemeinschaftlich; vielfach sind die beiden äufseren oberen Walzen noch besonders einzustellen. Um die Walzen am Durchbiegen zu verhindern und um kleinere Durchmesser zu erhalten, werden Stützrollen vorgesehen.

Kraftbedarf für Blechrichtmaschinen:

Blechdicke . . . mm	6	10	15	20	25	30	35	40
Blechbreite . . . „	1200	1300	1500	1800	2200	2600	3000	3500
Rollendurchmesser „	120	200	250	300	330	350	370	400
Kraftbedarf . . rd. PS	6	8	12	20	30	55	90	130

Beim Richten von **Winkeleisen** werden die Walzen als entsprechend profilierte Rollen ausgebildet.

Kraftbedarf für Winkeleisenrichtmaschinen:

Schenkellänge . mm	100	150	200
Kraftbedarf rd. . PS	12	18	25

Träger werden auf Stöfsel-, Spindel- oder Wasserdruckpressen gerichtet. Der Grad der Durchbiegung wird bei ersteren, die eine minutliche Hubzahl von 20 bis 30 haben, durch Einschieben von Keil- oder Flacheisen erreicht. Träger liegt auf Rollen auf.

Kraftbedarf für Stöfselpressen:

Trägerhöhe . mm	100	150	200	250	300	400	500	600
Kraftbedarf rd. PS	3	5	7	10	13	19	23	35

8. Biegemaschinen.

Wagerechte Blechbiegemaschinen mit zwei festen und einer senkrecht einstellbaren Oberwalze, die zum Kegeligbiegen schräg einstellbar und in kugelförmigen Zapfen gelagert ist. Die Dicke der Walzen bestimmt man annähernd aus der Gleichung $r^2 = b\delta$, worin r den Walzenhalbmesser, b die Blechbreite und δ die Blechdicke bezeichnet. Gleitgeschwindigkeit 2,5 cm/sk, Reibungsziffer der Ruhe bei gufseisernen Walzen und Flufseisenblechen = 0,23, der Bewegung = 0,15.

Kraftbedarf für wagerechte Blechbiegemaschinen in PS:

Blechdicke . . mm		12	15	20	25	30
Blechbreite mm	3000	10	12	18	27	40
	6000		30	40	55	75

Bei **senkrechten Blechbiegemaschinen** verschiebt der durch Wasserdruck getriebene Kolben ein oberes und ein unteres Rollenpaar zwischen geneigt liegenden Flächen des festen Ständers und dem Querhaupt. Das Biegen geschieht stückweis gegen einen zweiten festen Ständer. Nacharbeiten der Enden wie bei Rollenbiegemaschinen nicht notwendig. Zum Biegen von schweren Platten für den Schiffbau (Kielplatten) wird das Blech fest eingespannt und durch eine von zwei hydraulischen Kolben gehobene Walze gebogen. Für winklige oder windschiefe Biegungen können die Kolben gemeinschaftlich oder getrennt gesteuert werden.

Winkel- und Profileisen werden zwischen senkrechten, entsprechend profilierten Rollen gebogen.

Bei allen Biegemaschinen müssen die ganz eingerollten Bleche durch Umlegen oder Entfernen der Endlager und Querhäupter abgezogen werden können.

Rohre werden mit Sand ausgefüllt, damit sie sich beim Biegen nicht flachdrücken.

d. Pressen.

1. Ziehpressen.

Exzenterpressen zum Ausschneiden (s. Scheren) der Rondelle, zum Vorziehen und zum Fertigziehen kürzerer Stücke. Arbeitsvorgang ent-

weder getrennt oder bei Doppelstempelpressen hintereinander während einer Kurbeldrehung. Werkzeuge als einfache Folge- und Verbundgesenke und -schnitte. Zum Fertigziehen auf gröfsere Längen meist Spindel- oder Kettenziehmaschinen.

Die Zahl der Züge und die richtige Kalibrierung der Ziehwerkzeuge hängt zum gröfsten Teil von der Güte des Werkstoffs ab. Bezeichnet d den Durchmesser vor, d_1 den Durchmesser nach dem Ziehen, so ist nach Musiol*) $\frac{d_1}{d} = m$, worin m ein Wert ist, der von dem Durchmesser, der Stärke und der Art des Werkstücks abhängig ist. Im Mittel ist m für den ersten Zug 0,5 bis 0,63, beim Weiterziehen 0,65 bis 0,85.

2. Prägepressen.

Der Prägebär wird mittels steilgängiger Schraubenspindel, die durch Schwungrad angetrieben wird, abwärtsbewegt. Beanspruchung des Werkstoffs beim Vorprägen = Fliefsgrenze, beim Fertigprägen bis zur Zerdrückungsfestigkeit. Zur Wirkung kommen die Energiemengen aus den sich drehenden Teilen (Schwungrad und Schraubenspindel); die Energiemengen aus den sich geradlinig bewegenden Teilen (Schwungrad, Spindel, Bär) sind im Verhältnis hierzu gering und kommen nicht in Betracht. Bezeichnet J_r das Trägheitsmoment des Schwungringes, J_s das Trägheitsmoment der Spindel, ω die Winkelgeschwindigkeit beider, R_a und R_i die Aufsen- bzw. Innenhalbmesser des Schwungringes und r den mittleren Spindelhalbmesser, so ist:

$$L = {}^1/_2\, J_r\, \omega^2 + {}^1/_2\, J_s\, \omega^2, \qquad J_s = {}^1/_2\, m_s\, r^2,$$

$$J_r = {}^1/_2\, m_r\, (R_a^2 + R_i^2), \qquad J = J_r + J_s,$$

woraus $L = {}^1/_2\, J\, \omega^2$.

L wird abgegeben als Prägearbeit = Prefsweg × Kraft, als Reibungsarbeit zwischen Bär und Spindel während der Arbeit und als Bremsarbeit zwischen Spindel und Mutter. Letztere wird vom Ständer aufgenommen. Die Verbindung zwischen Ständer und oberem Querhaupt ist auf Zug und auf Biegung zu berechnen.

Bezeichnet beim torartigen Gestell F die Ständerquerschnittfläche, l die lichte Weite, so ist

$$k = k_z + k_b = \frac{P}{2}\left(\frac{1}{F} + \frac{l}{4\,W}\right);$$

k ist entsprechend der Stofswirkung niedrig zu halten.

Benutzt man zum Prägen die Exzenterpresse, so ist die Einschaltung eines Druckreglers, der entweder mit Keil oder Kniegelenk oder hydraulisch arbeitet, notwendig. Letztere Art ist für verschiedene Drücke einstellbar (Werkst.-Technik 1910, S. 462).

e. Lochmaschinen und Scheren.

In dem folgenden bezeichnet:

δ die Blechdicke in mm,

d „ Lochweite in mm,

*) Vgl. St. u. E. 1907 S. 477 ff.

d_1 den Stempeldurchmesser in mm,
d_2 die Lochringweite in mm,
p den Widerstand an der Schneide in kg,
σ die Scher- oder Schubfestigkeit in kg/qmm,
σ_d „ Druckfestigkeit in kg/qmm,
$\sigma_w =$ etwa $1{,}7\,\sigma$,
h den Hub des Stempels oder des Scherblattes in mm,
u die Schnittgeschwindigkeit in mm/sk,
n „ minutliche Schnittzahl,
N_0 „ Leergangarbeit,
N „ Betriebsarbeit.

Es ist für:

	kg/qmm		kg/qmm	
Stahlblech, weich . . .	$\sigma = \sim 40$		$\sigma_w = 60$	bis 70,
Schmiedeisen	„ $= 24$	bis 35	„ $= 40$	„ 60,
„ dunkelrot	„ $= 8$	„ 10	„ $= 12$	„ 20,
Kupferblech	„ $= 20$	„ 25	„ $= 25$	„ 40,
Zinkblech	„ $= 6$	„ 9	„ $= 9$	„ 15,
Zinn	„ $= 1{,}3$	„ 2	„ $= 2$	„ 3,
Blei	„ $= 0{,}8$	„ 1,8	„ $= 1{,}5$	„ 2,4.

Antrieb des Stöfsels bei Lochmaschinen und Scheren in den meisten Fällen durch Exzenter, selten durch Hebel und nur bei schweren Schnitten durch hydraulischen Druck.

Gestell aus Gufseisen in Bügelform; vielfach zur Gewichtersparnis und für schwere Maschinen aus Blechplatten genietet.

Bei **Lochmaschinen** macht man, um glattwandige Löcher zu erhalten, oft $d_1 = d - \frac{1}{8}\delta$ und $d_2 = d + \frac{1}{8}\delta$ oder
$d_1 = d$ „ $d_2 = d + \frac{1}{4}\delta$.

Soll das ausgestanzte Stück weiter verarbeitet werden (im Ziehverfahren), so mufs, um Grat zu vermeiden, Stempel und Lochring mit wenig Spiel ineinanderpassen.

Von der Schnittkante ab wird der Lochring kegelförmig erweitert, der Stempel verjüngt, um die Reibungswiderstände zu vermindern.

Der gröfste Widerstand beträgt: $p = \sigma_w\, d\, \pi\, \delta$.

Ferner ist: $h = (2 \text{ bis } 3)\,\delta$, $u = 15$ bis 20 mm.

Hartig gibt als Arbeitserfordernis für Schmiedeisen an, und zwar für $\delta = 4$ bis 55 mm: $N = N_0 + N_1$,
und hierin: $N_1 = 3{,}71\,\alpha\,F$,
wenn $\alpha = 0{,}25 + 0{,}0145\,\delta$
und F die stündlich gelieferte Schnittfläche in qm bezeichnet.

Blechdicke	$\delta = 10$	20	30	40
Minutl. Schnittzahl	$n = 10$	9,2	8,3	7,5
Leergangarbeit	$N_0 = 0{,}16$	0,32	0,55	0,82
Arbeitsaufw. in mkg/qm Schnittfl.	$\alpha = 0{,}395$	0,54	0,685	0,83.

Bei **Blechscheren** wählt man den Brustwinkel β der Scherblätter (Abb. 12) meistens zu etwa 75°, den Ansatzwinkel i zu etwa 2° und den Winkel η, den die Scherblattkanten einschliefsen, zu 8 bis 10°.

Scheren mit gleichlaufenden Scherblattkanten erfordern als gröfsten Druck

$$p = \sigma_w b \delta;$$

solche mit gegeneinander geneigten Kanten

$$p = \sigma_w \frac{0,225}{\operatorname{tg} \eta} \delta^2,$$

also wenn $\eta = 9^0$

$$p = \sigma_w . 1,4 . \delta^2.$$

Abb. 12.

Wenn sich die Scherblätter in äufserster Stellung um das Mafs c übergreifen, ist der kleinste Wert für h: $h \geqq \frac{b - c}{\operatorname{tg} \eta} - \delta$.

Das Moment M, welches das Werkstück zu kippen versucht, ist bei gleichlaufenden Scherblattkanten: $M = 1,1 \sigma_w b \delta^3$, bei gegeneinander geneigten Kanten: $M = \frac{0,18}{\operatorname{tg} \eta} b \delta^3$.

Die Schnittgeschwindigkeit u beträgt 15 bis 30 mm.

Beim Trennen von Profileisen schneidet man zur Vermeidung des Umbiegens oft einzelne Streifen heraus. Zum Schneiden von breiten Blechplatten Doppelständer mit Querhaupt, an dem sich der Stöfsel meist doppelt angetrieben bewegt.

Kraftbedarf für Lochmaschinen und Scheren

(Doppelständer mit Exzenterantrieb).

Blechdicke . . mm	8	10	15	20	25	30	40
Lochdurchmesser mm	16	20	22	26	30	35	40
Kraftbedarf . rd. PS	3	4	7	10	14	25	40

Mittels Kreisscheren schneidet man bis 7 mm dicke Bleche. Der Durchmesser der Scheiben wird zweckmäfsig $\geqq 70 \delta$, die Umfangsgeschwindigkeit zu 0,5 bis 1 m/sk genommen.

Kraftbedarf für Kreisscheren:

Blechdicke . . mm	2	4	7
Ausladung . . „	300	500	700
Kraftbedarf . rd. PS	3	5	8

f. Spanabhebende Metallbearbeitungsmaschinen.

1. Allgemeines.

Die Schneide drängt den Span von der Abtrennungsstelle A (Abb. 13 S. 346) nach oben, wobei er von seiner ursprünglichen Dicke δ auf die gröfsere Dicke δ_1 gestaucht wird.

Im Mittel ist $\delta_1 = 1,5$ bis $2,5 \; \delta$.

Die Schnittfläche AD weicht von A ab nach unten aus, um bei J in die alte Höhe zurückzukehren. So entstehen auf der Brust der Schneide, wie auf deren Rücken AJ Drücke, die den Stichel zu verbiegen suchen. Um das „Haken" zu vermeiden, mufs der gegen den Rücken gerichtete Druck gleich oder besser gröfser sein als der auf die Brust wirkende. Das wird durch den Ansatzwinkel i geregelt. Es wird i für das Abdrehen (Linie AJ_1D_1) zu 2 bis 4°, für das Hobeln (Linie AJD) zu 4 bis 6° und für das Ausbohren bis 7° und mehr gewählt.

Für das Drehen von	Meifsel- oder Zuschärfungswinkel α	Anstell- od. Ansatzwinkel i	Schnittwinkel $\alpha + i$
Stahl und Schmiedeisen .	51°	3°	54°
Gufseisen	51°	4°	55°
Bronze	66° u. mehr	3°	69° u. mehr
Messing	84° u. mehr	4°	88° u. mehr

Der Anstellwinkel kann bei kleineren Durchmessern kleiner sein als bei gröfseren, beim Schruppen gröfser als beim Schlichten. Der Neigungswinkel, den die Stahloberkante gegen die Wagerechte bildet, um die Späne seitlich abzuführen und um den Seitendruck auf den Stahl zu vermeiden, wächst mit dem Vorschub und nimmt ab mit dem Durchmesser des Werkstücks.

Bezeichnet b noch die Breite des Spanes, so ist der Schnittwiderstand $w_1 = K\delta b$, worin K der Widerstand für 1 qmm Spanquerschnitt, je nach Härte des Metalls und dem Zustande der Schneide, beträgt:

für Gufseisen

$K = 70$ bis 120 kg,

für Schmiedeisen

$K = 110$ bis 170 kg,

für Stahl

$K = 160$ bis 240 kg.

Abb. 13.

Im allgemeinen ist K für gröfsere Werte von δ etwas kleiner als für kleinere δ. Der gegen den Rücken des Stichels wirkende Druck W_2 soll gröfser als null sein; für den Entwurf ist zweckmäfsig zu setzen

$$W_2 = W_1.$$

Beim Schruppen mit **Schnellstahl** wird der Span nach Taylor in der Weise abgerissen, dafs der auf die Schleiffläche des Stahles pressende Teil als Hebel für den folgenden Teil des Spanes beim Abreifsen wirkt*) (Abb. 14).

*) Vgl. Taylor-Wallichs, Ueber Dreharbeit und Werkzeugstähle.

Der Span spaltet sich nach Nicolson*) zwei- bis dreimal, ehe er abbricht. Die Spanstärke δ_1 erreicht bei weichem Stoff die dreifache Dicke von δ. Die Länge, auf der der Span auf der Schneidfläche gleitet, ist bei weichem Stahl (Abb. 14) länger als bei hartem Stahl (Abb. 15).

Abb. 14. Abb. 15. Abb. 16.

Der Ansatzwinkel beim Schnellstahl schwankt zwischen 4 und 12°, meist 6° und mehr. Für Schnellstahl gibt Taylor (Abb. 16):

Für das Drehen von	Meifsel-winkel	Hinter-schleifw.	Neigungs-winkel
Gufseisen und hartem Stahl (über 0,45 % C)	68°	8°	14°
weichem Stahl (unter 0,45 % C) .	61°	8°	22°
Hartgufs	86 bis 90°		
gezogenem harten Stahl	74°	5°	9°
ganz weichem Stahl	unter 61°		

Den geringsten Schnittdruck erzielte Nicolson bei 54° Meifselwinkel und 6° Ansatzwinkel.

Der spezifische Schnittdruck in kg/qcm beträgt

nach	für Gufseisen	für Schmiedeisen	für Stahl
Nicolson	7450 bis 13 200		17 000 bis 23 600
Fischer**)	7000 bis 12 000	11 000 bis 16 900	15 900 bis 23 900
Taylor	4900 bis 13 900		16 900 bis 20 800

Der Einflufs der Schnittgeschwindigkeit auf den Schnittdruck ist sehr gering, dagegen ist der Spanquerschnitt auf den Schnittdruck insofern von Einflufs, als grofse Späne verhältnismäfsig geringeren Widerstand bieten als feine Späne. Bedeutet Q den Schnittwiderstand für den

*) Engng. Okt. u. Nov. 1903.
**) Z. Werkzeugmasch. v. 5. 12. 06.

ganzen Spanquerschnitt, d die Schnittiefe in mm und $\varDelta$ den Vorschub bei einer Umdrehung, so ist nach Taylor

für weiches Gufseisen . . $Q = 88 \,.\, d^{14/15} \,.\, \varDelta^{3/4}$,
„ hartes „ . . $Q = 135 \,.\, d^{14/15} \,.\, \varDelta^{3/4}$,
„ Werkzeugstahl . . . . $Q = 200 \,.\, d \,.\, \varDelta^{14/15}$.

Ist für **Fräser***)

b die Spanbreite in mm,
u die Schnittgeschwindigkeit in mm/sk,
v die Zuschiebegeschwindigkeit in mm/sk,
d die Höhe der abzuhebenden Schicht in mm,
D der Fräserdurchmesser in mm,
z die Zahl der Zähne,
R der quer zur Fräserachse gerichtete Druck in kg,
M das widerstehende Moment in kgmm,

so beträgt

für Fräser mit wenigen Zähnen und kleinem d:

$$R \leq \frac{8{,}85}{z}\, b\, \frac{v}{u}\, K \sqrt{d D - d^2},$$

$$M \leq \frac{3{,}2}{z}\, b\, \frac{v}{u}\, K D \sqrt{d D - d^2};$$

für Fräser mit zahlreichen Zähnen:

$$R = 1{,}4\, b\, \frac{v}{u}\, K d,$$

$$M = 0{,}5\, b\, \frac{v}{u}\, K d D;$$

für zweischneidige Langlochbohrer:

$$R \leq 2{,}2\, b\, \frac{v}{u}\, K D,$$

$$M \leq 1{,}1\, b\, \frac{v}{u}\, K D^2;$$

für Langlochfräser:

$$R = 1{,}1\, b\, \frac{v}{u}\, K D,$$

$$M = 0{,}5\, b\, \frac{v}{u}\, D^2.$$

Ist für **Lochbohrer:****)

d der Bohrerdurchmesser in mm,
δ die Zuschiebung für jede Bohrerdrehung in mm,
P der Widerstand in der Achsenrichtung in kg,

so beträgt $M = \frac{d^2}{8} \delta K$ und für Kanonenbohrer $P \leq 0{,}5\, \delta d K$, für andere Bohrer $P \leq 0{,}44\, \delta d K$.

Für den Widerstand R_1 des Werkstückes gegen die Schneiden des Bohrers in kg/qmm gibt Lindner***) für den Vorschub δ in mm/Uml. die Werte in Abb. 17, die unabhängig von dem Spitzenwinkel des Bohrers sind. Das Verhältnis des senkrecht auftretenden Druckes R zum wagerecht auftretenden R_1 ist in Abb. 18 gezeigt.

Die Schneidkanten beim Spitzbohrer stehen im Winkel von 90 bis 120°, beim Spiralbohrer meist 116°, Hinterschliffwinkel am äufseren Umfange 6° (Abb. 19).

---

*) Herm. Fischer, Werkzeugmaschinen. 2. Aufl. Bd. 1 S. 16.
**) Vorige Quelle, S. 15.
***) Nach Codron, Expériences sur le travail des machines-outils pour les métaux.

Ist für **Rundschleifmaschinen**

P die Tangentialkraft der Schmirgelscheibe in kg,

v „ Umfangsgeschwindigkeit der Schmirgelscheibe in m/sk,

w „ Seitenverschiebung bei 1 Umdrehung des Arbeitsstückes in mm,

t „ Schnittiefe in mm,

E der Energieverbrauch in kgm für 1 g Späne,

so ist nach Schlesinger*) für Stahl ($K = 50$ kg/qmm) und Gufseisen $P = 7$ bis 40 kg, im Höchstfall $= 80$ kg. P wächst mit zunehmendem w

Abb. 17.

Abb. 18.

Abb. 19.

und t und fällt mit zunehmendem v.

Die spezifische Schleifleistung (Spangewicht in kg bei 1 kg Schmirgelverbrauch) wächst bei mittelhartem Stahl mit zunehmender Geschwindigkeit der Schleifscheibe (bis 35 m), sie nimmt ab, je gröfser der Vorschub w und je gröfser die Schnittiefe t ist.

Bei Gufseisen wächst die spezifische Leistung mit zunehmendem v und t und nimmt ab mit zunehmendem w. Mittlere Spanleistung in kg/st bei Stahl ($K = 50$ kg/qmm) 20 kg, bei mittelhartem Gufseisen 50 kg.

Der spezifische Energieverbrauch E in kgm für 1 g Späne steigt mit wachsender Geschwindigkeit v und fällt mit wachsendem w und t.

Als Mittelwerte für E können angenommen werden bei 30 m/min Umfangsgeschwindigkeit des Werkstückes:

---

*) **Schlesinger**, Leistungsversuche mit nassen Schmirgel- und Karborundumscheiben, Mitt. Forschungsarb. 1907, Heft 43.

	Stahl						Gufseisen					
v	25 m			35 m			25 m			35 m		
t	0,02	0,14	0,14	0,02	0,14	0,14	0,02	0,14	0,14	0,02	0,14	0,14
w	12	12	24	12	12	24	12	12	24	12	12	24
$E\sim$	1930	635	525	2070	685	540	2180	540	350	2230	690	480

Die Zusammenstellung der Schnittgeschwindigkeiten und Vorschübe auf S. 351 u. 352 enthält Mittelwerte, die für die Berechnung von Werkzeugmaschinen eingesetzt werden können. Bei der Arbeit werden sie oft wesentlich unter- oder überschritten.

Die Schnittgeschwindigkeit ist abhängig von der Härte des Werkstückes, von der Spanstärke, von der Stahlform, von der chemischen Zusammensetzung des Werkzeuges und von seiner Kühlung. Für Schnellstahl empfiehlt sich eine rundnasige Schneide, die für harten Stahl und Gufseisen gröfsere Krümmung als für weichen Stahl und Schmiedeisen hat.

Beim Arbeiten mit dem Schnellstahl sind die wirtschaftlichen Schnittgeschwindigkeiten im gröfsten Mafse von den oben erwähnten Einflüssen abhängig. Taylor gibt als Formel für eine Normalschnittgeschwindigkeit v (Schnittgeschwindigkeit, bei welcher der Stahl nach 20 Minuten unbrauchbar wird) folgende Formel:

$$v = \frac{C\left(1 - \frac{0,72}{r^2}\right)}{(0,0394\,F)\,a\left(\frac{1,5}{r}D\right)^b}, \quad \text{worin} \quad \begin{cases} a = 0,4 + \dfrac{2,12}{5 + 1,26\,r}, \\ b = 0,13 + 0,0675\sqrt{r} \\ \quad + \dfrac{r}{7,35\,r + 1,88\,D}, \end{cases}$$

F Vorschub in mm auf 1 Umdrehung, D Schnittiefe in mm, r Krümmungshalbmesser der Schneidkante an der Spitze des Stahles in mm ($r = \frac{1}{2}$ Schaftbreite — 3,97 mm) bei Stählen von 12 bis 32 mm Breite und C eine Unveränderliche, die sowohl von der Beschaffenheit des zu lbearbeitenden Stoffes als auch des Stahles abhängt und um so kleiner wird, je härter das Werkstück ist, und um so gröfser, je besser der Werkzeugstahl ist. Bei mittelhartem Stahl und Schnellstahl mit 0,3 Va, 18 W, 5,6 Cr, 0,68 C, 0,1 Mn, 0,046 Si ist C im Mittel 6,3 bis 6,6; bei mittelhartem Stahl und Schnellstahl mit 8,4 W, 1,86 Cr, 1,43 C, 0,23 Mn, 0,126 Si ist C ungefähr $^2/_3$ hiervon.

Die Vorschubgrenzen sind meist abhängig von der Stärke des Vorschubantriebes; beim Arbeiten mit Schnellstahl sollte der Vorschubantrieb ziemlich so kräftig gebaut sein wie der Hauptantrieb.

Man erzielt für den einzelnen Fall geeignete Schnitt- und Zuschiebegeschwindigkeit durch Stufenrollen, Stufenräder und auswechselbare Vorgelege; die Zuschiebegeschwindigkeiten auch durch Reibräder.

Für die Abstufung der verfügbaren Geschwindigkeiten wählt man meistens eine geometrische Reihe, und zwar um Vorgelege

Tafel der Schnittgeschwindigkeiten und Vorschübe.

	Gußeisen				Schmiedeisen			
	Mit gewöhnlichem Stahl		Mit Schnellstahl		Mit gewöhnlichem Stahl		Mit Schnellstahl	
	Umfangs- od. Schnittgeschwindigk. m/min	Vorschub mm/Umdr.	Umfangs- od. Schnittgeschwindigk. m/min	Vorschub mm/Umdr.	Umfangs- od. Schnittgeschwindigk. m/min	Vorschub mm/Umdr.	Umfangs- od. Schnittgeschwindigk. m/min	Vorschub mm/Umdr.
Drehen	6—12	0,1—3	15—20	0,5—5	10—13	0,1—3	20—30	0,5—5
Gewindeschneiden	2—5				2—5			
Ein- und Abstechen	5—10	0,05—1,5	15—20	0,05—1,5	6—12	0,02—1	15—20	0,02—1
Bohren m. Spiralbohrer	8—12	0,1—0,5	16—20	0,2—2	10—15	0,1—0,5	18—25	0,2—1,5
Bohren m. Bohrstange	6—12	0,1—3	15—20	0,2—5	8—12	0,1—3	10—20	0,1—2
Bohren m. Kanonenbohrer	5—10	0,02—0,5			6—12	0,02—0,5		
Reiben	3—6	0,5—10			3—6	0,5—10		
		Vorschub mm/min		Vorschub mm/min		Vorschub mm/Umdr.		Vorschub mm/Umdr.
Fräsen Lang- u. Plan-	10—15	15—150	25—40	25—250	12—18	15—150	30—50	30—300
Fräsen Rund-	10—15	20—60*)			12—15	15—50*)		
Fräsen Zahn-	9—12	15—75	15—20	25—90	10—15	15—50	16—20	25—70
Fräsen Gewinde-					12—15	40—100*)		
		Vorschub mm/Hub		Vorschub mm/Hub		Vorschub mm/Hub		Vorschub mm/Hub
Hobeln	5—10	Wager. 0,1—3 Senkr. 0,1—5	10—15	Wager. 0,6—12 Senkr. 0,5—10	6—12	Wager. 0,1—8 Senkr. 0,1—5	10—15	Wager. 0,6—12 Senkr. 0,5—10
Stoßen (wagerecht u. senkr.)	5—10	0,1—2	10—15	0,2—5	6—12	0,1—2	10—15	0,2—5

*) Abwicklung.

	Maschinenstahl				Bronze, Rotgufs, Messing			
	Mit gewöhnlichem Stahl		Mit Schnellstahl		Mit gewöhnlichem Stahl		Mit Schnellstahl	
	Umfangs- od. Schnittgeschwindigk. m/min	Vorschub mm/Umdr.	Umfangs- od. Schnittgeschwindigk. m/min	Vorschub mm/Umdr.	Umfangs- od. Schnittgeschwindigk. m/min	Vorschub mm/Umdr.	Umfangs- od. Schnittgeschwindigk. m/min	Vorschub mm/Umdr.
Drehen	8—12	0,1—3	15—25	0,5—5	15—30	0,1—3	20—40	0,1—3
Gewindeschneiden	2—4				6—15			
Ein- und Abstechen	5—10	0,02—1	12—18	0,02—1	12—20	0,02—1		
Bohren m. Spiralbohrer	6—10	0,1—0,5	15—20	0,2—1,5	16—20	0,1—1	25—35	0,1—1
Bohren m. Bohrstange	6—10	0,1—3	12—18	0,1—2	15—20	0,1—3		
Bohren m. Kanonenbohrer	5—10	0,02—0,5			15—20	0,02—1		
Reiben	3—5	0,5—10			16—20	0,5—10		
		Vorschub mm/min		Vorschub mm/min		Vorschub mm/min		Vorschub mm/min
Fräsen Lang- u. Plan-	10—15	15—150	25—40	25—250	25—40	25—200	40—70	30—300
Fräsen Rund-	10—15	12—40*)			20—40	15—80*)		
Fräsen Zahn-	8—12	12—40	15—18	20—60	20—40	25—100		
Fräsen Gewinde-	10—12	40—100*)						
		Vorschub mm/Hub		Vorschub mm/Hub		Vorschub mm/Hub		
Hobeln	5—10	Wager. 0,1—8 Senkr. 0,1—5	10—15	Wager. 0,6—12 Senkr. 0,5—10	10—20	Wager. 0,1—10 Senkr. 0,1—6		
Stofsen (wagerecht u. senkr.)	5—10	0,1—2	10—15	0,2—5	10—20	0,1—2		

	Gufseisen, Schmiedeisen und Maschinenstahl			
	Umfangsgeschwindigkeit des Arbeitstückes m/min	Umfangsgeschwindigkeit der Schleifscheibe m/sk	Anstellung der Schleifscheibe mm	Seitlicher Vorschub der Scheibe mm/Umdr.
Schleifen	10 bis 25	25 bis 35	0,01 bis 0,15	2/5 bis 1/1 der Scheibenbreite

*) Abwicklung.

anwenden zu können, ohne die Gesetzmäfsigkeit der Abstufungen zu stören.

Bezeichnet u_1 die kleinste, u_n die gröfste der zu erzielenden minutlichen Umdrehungen, φ die Steigerung bei jeder Stufe, so ist die Reihe:

$$u_1,\ u_1\varphi,\ u_1\varphi^2,\ \ldots\ldots\ u_1\varphi^{n-2},\ u_1\varphi^{n-1}$$

und $$\varphi = \sqrt[n-1]{\frac{u_n}{u_1}}, \qquad n = 1 + \frac{\lg \frac{u_n}{u_1}}{\lg \varphi}.$$

φ wird gewöhnlich zwischen 1,25 und 2 gewählt.

Abb. 20.

Es ist ferner für Stufenrollen ohne Vorgelege (gleiche Stufenrollen vorausgesetzt, Abb. 20) die Umlaufzahl U der treibenden Welle: $U = u_1 \sqrt{\varphi^{n-1}} = \frac{u_n}{\sqrt{\varphi^{n-1}}}$,

und es sind die Rollendurchmesser:

$$\frac{D_1}{D_n} = \frac{1}{\sqrt{\varphi^{n-1}}}, \quad \frac{D_2}{D_{n-1}} = \frac{1}{\sqrt{\varphi^{n-3}}}, \quad \frac{D_3}{D_{n-2}} = \frac{1}{\sqrt{\varphi^{n-5}}} \text{ usw.}$$

Die Reihe kann durch $\frac{n}{2}$ Stufen und ein ausrückbares Rädervorgelege gewonnen werden, so dafs die zwei Reihen entstehen:

$$u_1\varphi^{n-1},\quad u_1\varphi^{n-2},\ \ldots\ldots\ u_1\varphi^{n-\frac{n}{2}} \text{ ohne Vorgelege,}$$

$$u_1\varphi^{\frac{n}{2}-1},\quad u_1\varphi^{\frac{n}{2}-2},\ \ldots\ldots\ u_1 \qquad \text{mit Vorgelege,}$$

wobei das Uebersetzungsverhältnis des Vorgeleges ψ ist: $\psi = \frac{1}{\varphi^{\frac{n}{2}}}$.

Will man nun $\frac{n}{3}$ Stufen, dagegen zwei Vorgelege anwenden, so entstehen die Reihen:

$$u_1\varphi^{n-1},\quad u_1\varphi^{n-2},\ \ldots\ldots\ u_1\varphi^{n-\frac{n}{3}} \text{ ohne Vorgelege,}$$

$$u_1\varphi^{\frac{2n}{3}-1},\quad u_1\varphi^{\frac{2n}{3}-2},\ \ldots\ldots\ u_1\varphi^{\frac{2n}{3}-\frac{n}{3}} \text{ mit dem ersten Vorgelege,}$$

$$u_1\varphi^{\frac{n}{3}-1},\quad u_1\varphi^{\frac{n}{3}-2},\ \ldots\ldots\ u_1 \qquad \text{mit beiden Vorgelegen,}$$

und jedes Vorgelege hat das Uebersetzungsverhältnis $\psi_1 = \frac{1}{\varphi^{\frac{n}{3}}}$.

Das Vorgelege kann nach Abb. 21 oder 22 angeordnet sein. Dann ist

$$\frac{r_1}{r_2}\frac{r_3}{r_4} = \psi = \frac{1}{\varphi^{\frac{n}{2}}}.$$

Nach Abb. 23 ist r_1 mit der angetriebenen Stufenrolle, r_4 mit der Spindel fest verbunden; die Bolzen, um die sich die Räderpaare r_2 und r_3 drehen, werden entweder in Ruhe gehalten oder mit der

Abb. 24.

Abb. 21.

Abb. 22.

Abb. 23.

Spindel verbunden. In ersterem Falle ist wie vorhin: $\psi = \frac{r_1 r_3}{r_2 r_4}$.

Nach Abb. 24 ist r_1 mit der angetriebenen Stufenrolle, und die Bolzen, um welche r_2 sich dreht, sind mit der Spindel verbunden, während r_3 entweder festgelegt ist oder sich mit der Spindel drehen kann. Für den ersteren Fall ist

$$\psi = \frac{r_1}{r_1 + r_3}.$$

Abb. 25.

Nach Abb. 25 endlich sind die Bolzen, um die sich die Räderpaare r_2, r_3 frei drehen, der angetriebenen Stufenrolle, und das Rad r_4 ist der Spindel angeschlossen, während das Rad r_1 entweder ruht oder mit der Stufenrolle oder der Spindel gekuppelt ist. Für erstere Anordnung gilt $\psi = \frac{r_1 r_3 - r_2 r_4}{r_2 r_4}$.

Die Berechnung der Stufenräder und ihrer Vorgelege gleicht derjenigen für Stufenrollen. Für Stufenräder ohne ausrückbare Vorgelege kommt jedoch zuweilen die arithmetische Reihe zur Anwendung.

Man bevorzugt für Riemenantriebe grofse Geschwindigkeiten, jedoch ist darauf zu achten, dafs die Durchmesser der Riemenscheiben nicht zu klein ausfallen, um Betriebstörungen infolge Riemenreifsens oder -abgleitens zu vermeiden; die viel verbreiteten Riemenverbinder, die ein bequemes Zusammenfügen der Riemenenden gestatten, pflegen bei Benutzung zu kleiner Riemenscheiben sich häufig zu lösen. Auch für längere Wellen der Zuschiebungsantriebe sind gröfsere Geschwindigkeiten beliebt.

Für den Schnellstahl müssen die Maschinen für bedeutend höheren Schnittdruck gebaut werden, um die Leistung der Stähle ausnutzen zu können. Die Arbeitsgeschwindigkeiten sollen sich den jeweiligen Bedingungen leicht anpassen ($\varphi \leq 1,25$). Bei Stufenrollen werden die Abstufungen der Scheiben sehr klein, und sind zur Erreichung der Grenzwerte mehr Rädervorgelege nötig.*) (Oft 3 bis 4 gegen 2 bei gewöhnlichen Maschinen, Abb. 26 bis 28.) Am geeignetsten hierfür ist der elektrische Einzelantrieb durch Stufenmotor,

Abb. 26. Abb. 27.

wodurch ein Riemenwechsel fortfällt. Bei den Räderübersetzungen ist zu vermeiden, dafs leerlaufende Räderübersetzungen vorhanden sind.

Die Gestelle der Maschinen sollen möglichst starr sein, und ihre versuchsweisen Berechnungen beziehen sich seltener auf die Festigkeit, häufiger auf die elastische Nachgiebigkeit. Die auftretenden Kräfte sollen möglichst in den Gestellen — nicht durch aufserhalb liegende Stützen, Fundamente usw. — aufgenommen werden. Das Gestell soll, um unliebsame Verbiegungen durch Senkungen der Fundamente zu verhüten, womöglich nur an drei bestimmt herausgehobenen Stellen getragen werden.

Abb. 28.

Die Flächen der Schlittenführungen bestehen meistens aus hartem Gufseisen; ihre Belastung soll in der Regel, solange sie aufeinander gleiten, nicht höher als 0,1 kg/qcm sein. Es ist dafür Sorge zu tragen, dafs die abfallenden Späne so abgeführt werden, dafs sie keine Störung in den Führungen und Triebwerkteilen anrichten. Zum Schutze der Arbeiter sind alle gefährlichen Antriebteile sorgfältig zu verdecken, doch so, dafs ein gelegentlich notwendiges Untersuchen dieser Teile nicht zu stark behindert wird. Für bequemes und möglichst schnelles

*) Vgl. Hülle, Schnellbetrieb im Werkzeugmaschinenbau, Werkst.-Technik 1907 S. 360 ff.

Ausrücken des Antriebriemens sind geeignete Vorrichtungen zu treffen.

2. Räumnadel- oder Räummaschinen

dienen zum Erzeugen von Nuten in Radnaben, Kurbeln usw., allgemein zur Umwandlung des kreisförmigen Querschnittes gebohrter Löcher in einen nicht kreisförmigen. Die Räumnadel wird in ganzer Länge durch das zu bearbeitende Loch gezogen oder in einzelne Stücke zerlegt, und diese werden nacheinander durch das Loch gedrückt. Jeder Zahn überragt seinen Vorgänger um 0,1 bis 0,3 mm. Der Widerstand hängt von der Summe der gleichzeitig abgehobenen Spanquerschnitte ab. Die Schnittgeschwindigkeit beträgt selten mehr als 5 mm/sk.

3. Hobel- und Stofsmaschinen.

Der Stichel wird vor dem Rücklauf ein wenig vom Werkstück abgehoben und vor Beginn des neuen Schnittes dem Werkstück wieder genähert. Selten läfst man auch während des Rücklaufs arbeiten, weshalb regelmäfsig der letztere mit gröfserer Geschwindigkeit stattfindet als der Vorlauf.

Grofse und sperrige Werkstücke läfst man ruhen, während der Stichel sowohl die Arbeits- als auch die Schaltbewegungen ausführt (Grubenhobelmaschinen, Blechkanten- und andere Seitenhobelmaschinen, manche Stofs- und Feilmaschinen).

Weniger grofsen oder sperrigen Werkstücken gibt man nur die Arbeitsbewegung (Tischhobelmaschinen) oder nur die Schaltbewegungen (bei Feil- und Stofsmaschinen vorherrschend), während der Stichel die zweite Bewegung auszuführen hat. Es gibt auch Maschinen, bei denen beide Bewegungen gegeneinander vertauscht werden können.

Diejenigen Hobelmaschinen, bei denen das Werkstück die Arbeitsbewegung auszuführen hat, beanspruchen grofsen Raum, sind aber als **Tischhobelmaschinen** beliebt, weil das Gewicht von Tisch und Werkstück und zum Teil auch der Sticheldruck stets in derselben Richtung auf die Führungen wirkt und demnach eine sehr sichere Führung gewähren. Bei den übrigen Hobelmaschinen liegt der Sticheldruck etwa dem Gewicht der bewegten Teile gegenüber, und da letzteres nicht sehr grofs ist, so kann der Sticheldruck gelegentlich überwiegen und die bewegten Teile gegen die andere Führungsseite drücken. Die Breite der zu bearbeitenden Werkstücke wird gewöhnlich durch die Weite zwischen den Ständern der Tischhobelmaschine begrenzt. In Rücksicht auf sperrige Werkstücke wird zuweilen nur ein Ständer verwendet, während die gegenüberliegende Seite offen bleibt. Der Hin- und Rückgang des Tisches erfolgt durch Schrauben, Schnecken oder Zahnstange.

Kleine Tischhobelmaschinen bis 1,5 m Durchgang haben meistens nur eine Schnitt- und eine um das Drei- bis Vierfache beschleunigte Rücklaufgeschwindigkeit. Gröfsere Maschinen (2 bis 4 m Durchgang) werden meist durch zwei Spindeln oder zwei Zahnstangen angetrieben und haben zwei- bis dreifach beschleunigten Rücklauf. Um für verschiedene zu bearbeitende Stoffe die nötigen Schnittgeschwindigkeiten

zu erreichen, schaltet man zwischen Transmission und Deckenvorgelege für den Arbeitsgang eine Stufenscheibe ein, während der Rücklauf unveränderlich ist (Abb. 29). Bei der Aenderung der Bewegungsrichtung mufs die in dem Triebwerk aufgespeicherte Energie zunächst vernichtet werden und dann demselben durch den in entgegengesetzter Richtung laufenden Riemen wieder so viel zugeführt werden, bis der Tisch seine richtige Geschwindigkeit erlangt hat. Durch diesen Umstand verbietet sich eine zu grofse Beschleunigung des Rücklaufes seiner Unwirtschaftlichkeit wegen von selbst.

Abb. 29.

Transmission

Vorgelege

Arbeitswelle

Der Kraftaufwand beim Hubwechsel steigt sehr oft bis auf das Doppelte desjenigen für den Schnitt. Dieser stofsweise Kraftverbrauch wirkt besonders ungünstig beim elektrischen Einzelantrieb durch Motor mit Zwischenvorgelege. Ein auf dem Zwischenvorgelege angebrachtes Schwungrad kann die Stöfse ziemlich vom Motor abhalten.

Um die Riemenverschiebung zu vermeiden, wendet man für den Antrieb bei Hobelmaschinen mechanische oder elektromagnetische Kupplungen an, doch ist hierbei besonders bei gröfseren Maschinen der Kraftverlust beim Umsteuern noch bedeutend. Bei dem unmittelbaren elektrischen Einzelantrieb durch Elektromotor kann dieser Verlust wesentlich verringert werden. Man unterscheidet den Antrieb durch Umkehrmotor, der kurz vor der Umschaltung der Hobelmaschine als Dynamo arbeitet und den Antrieb durch Normalmotor und Leonardschaltung, bei welcher der Strom für den Arbeitsmotor nicht unmittelbar dem Netz, sondern einer besonderen Dynamo entnommen wird, die ihrerseits durch einen vom Netz gespeisten Motor angetrieben wird. Man ist hierbei an keine bestimmte Stromart gebunden. Diese Art des unmittelbaren elektrischen Antriebes hat noch den Vorteil der Einstellung beliebiger Schnittgeschwindigkeiten bei jedesmaliger Ausnutzung der höchsten Rücklaufgeschwindigkeit.

Die Schaltung für jeden Schnitt liegt zwischen 0,1 und 2 mm für das Schruppen und zwischen 3 und 10 mm für das Schlichten; die Spanhöhe schwankt je nach der Arbeitsweise zwischen 3 und 30 mm, oft noch gröfser.

Kraftbedarf für Tischhobelmaschinen.*)

Hobelbreite u. Höhe mm	600	800	1000	1250	1500	2000	2500	3000	4 000
Hobellänge . . . „	1500	2000	2500	3000	4000	5000	6000	8000	10 000
Kraftbedarf . . rd. PS	3	5	6,5	8	10	15	20	25	30—35

Bei **Senkrecht-** und **Wagerecht-Stofsmaschinen** hat der Stichel die Arbeitsbewegung. Er sitzt am freien Ende des seine Führungen überragenden Stöfsels, der bei kleineren Maschinen (bis 500 mm Hub) meistens

*) Der angegebene Kraftbedarf ist für übliche Maschinen; bei Maschinen für ausgesprochene Schnellstahlbenutzung und Sondermaschinen erhöht sich der Kraftbedarf um das 1,5- bis 2fache.

durch Kurbel und Schleife, bei gröſseren durch Zahnstange und Rad oder durch Schraube mit Mutter betätigt wird. Die Schleife erzeugt eine Rückgangsgeschwindigkeit, die höchstens das Dreifache der Arbeitsgeschwindigkeit beträgt. Da jeder Kurbeldrehung ein Stöſselhub entspricht, so müssen der Kurbelwelle — durch Stufenrollen oder dgl. — verschiedene Umlaufzahlen gegeben werden können. Das fällt bei dem Antrieb durch Zahnstange oder Schraube hinweg. Diese Antriebe bedürfen für die Aenderung der Schnittlänge nur einer Verstellung der Umsteuerfrösche. Bei den Stoſsmaschinen wird nicht selten bis 15 m/min Geschwindigkeit und bis 50 m/min Rücklaufgeschwindigkeit angewendet. Die Schaltung beträgt 0,1 bis 2 mm für jeden Schnitt.

Kraftbedarf für Senkrecht-Stoſsmaschinen.

Hub . . . . mm	175	200	250	300	350	400	500	600	700	800
Ausladung . . . . „	350	450	550	600	700	800	900	1000	1150	1300
Kraftbedarf m. Kulisse rd. PS	2	3	4	5,5	6	7	8	10	12	14
mit Schraubenspindel „ „						7	9	14	17	20

Kraftbedarf für Wagerecht-Stoſsmaschinen.

Hub . . . . mm	200	300	400	500	600	800	1000
Kraftbedarf rd. PS	1,5	2	3	4,5	6	7,5	9

Als Hobelmaschinen für besondere Verwendungszwecke seien erwähnt: die Seitenhobelmaschine, die Grubenhobelmaschine, die vereinigte Senkrecht- und Wagerecht-Hobelmaschine und die tragbare Stoſsmaschine, die alle zum Bearbeiten von sperrigen Werkstücken dienen, und bei denen das Werkstück fest aufgespannt wird.

Bei **Blechkantenhobelmaschinen** zum Abrichten der Blechplattenränder werden die Bleche meist in gröſserer Anzahl durch Spannschrauben oder hydraulische Pressung auf den Tisch festgespannt. Die Bearbeitung erfolgt beim Hin- und Hergang des Meiſselschlittens mittels breiten Meiſsels.

Kraftbedarf für Blechkantenhobelmaschinen.

Hobellänge . . mm	4000	5000	7000 bis 10000		
Spannhöhe . . „	100	120	140	160	200
Kraftbedarf . rd. PS	7	8	10	15	20

4. Drehbänke.

Sie lassen sich einteilen in **Spitzendrehbänke**, d. h. solche, bei denen sich das Werkstück swischen Spitzen dreht, und **Plandrehbänke**, bei denen das Werkstück am Kopf der Arbeitsspindel befestigt ist.

Die Bettplatte wird längs des Bettes durch Leitspindel oder Zahnstange selbsttätig verschoben; zuweilen findet man beide Bewegungsmittel, wobei die Leitspindel nur zum Gewindeschneiden dient. Auf der Bettplatte verschiebt sich der Querschlitten und auf diesem der Stichelhausschlitten. Häufig ist zwischen letzteren und den

Querschlitten ein **Drehteil** eingeschaltet, um kegelförmige Flächen bearbeiten zu können. Fehlt das Drehteil, so dient eine einstellbare Führungsschiene (Konuslineal) zu dem gleichen Zweck, jedoch nur für schlanke Kegel.

Die selbsttätigen Verschiebungen des Stichels müssen sich gegenseitig so verriegeln, dafs es nur möglich ist, eine Bewegung einzurücken. Bänke von mittlerer Spitzenhöhe (400 bis 1000 mm) haben vielfach auf einer Bettplatte einen vorderen und einen hinteren Stichelhausschlitten. Ueber 1000 mm Spitzenhöhe erhalten die Bänke in den meisten Fällen Doppelbetten (vier Wangen) und die vorderen und hinteren Meifselschlitten getrennte Bettplatten, die ihren Antrieb gesondert erhalten.

Als Grundlage für die Berechnung der Drehbänke kann man den Schnittwiderstand W im Mittel annehmen:*)

für Schruppdrehbänke $W_{kg} = 13$ mal Spitzenhöhe in mm,
für allgemeine Drehbänke $W_{kg} = 6{,}5$ mal Spitzenhöhe in mm,

wobei der sich ergebende hohe Schnittdruck auf mehrere Stichel verteilt wird.

Als gröfste Kraft für Verschiebung der Bettplatte ist etwa das $2^1/_2$- bis 3fache des Stichelwiderstandes zu rechnen, als gröfster Druck in der Achsrichtung auf die Spindelstockspitze etwa das Dreifache, auf die Reitstockspitze das Zweifache des Stichelwiderstandes. Quer gegen die Spitze wirkt der Sticheldruck und das Werkstückgewicht; zur Aufnahme dieser Drücke dienen die feststehenden und die mitgehenden Brillen.

Wegen der Verschiedenheiten der zu bearbeitenden Durchmesser erfordern die Drehbänke sehr wechselnde Umlaufzahlen der Arbeitsspindeln, die meist durch Stufenrollen und auswechselbare Rädervorgelege (S. 353 ff.) gewonnen werden. Man findet nicht selten 15 oder mehr verschiedene Geschwindigkeiten. Die Schaltungen sind bei Drehbänken aufserordentlich verschieden. Für leichtere Arbeiten findet man als kleinste Schaltung 0,05 mm, für mittlere 0,2 mm und für schwere 0,5 mm und als gröfste Schaltung — abgesehen vom Schlichten, wobei die Schaltung bis 10 mm beträgt — etwa 0,5 bzw. 1,8 bezw. 3 mm für jede Spindeldrehung. Die Spanhöhe schwankt zwischen weniger als 1 mm bis zu 60 mm.

Der Raumbedarf für Spitzendrehbänke mit liegender Spindel ist etwa:

Länge = gröfste Spitzenweite + 6- bis 8mal Spitzenhöhe.
Breite = 600 mm + 3- bis 4mal Spitzenhöhe.

Kraftbedarf für Spitzendrehbänke.)**

Spitzenhöhe . mm	150	200	250	300	350	400	500	600	750	1000	1250	1500	1750	2000
Anzahl der Bettschlitten	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	4	4	6	6
Kraftbedarf rd. PS	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	7	10	12	15	20	25 bis 30
											mit Doppelbett			

*) Vgl. Fischer, Werkst.-Technik 1907 S. 109.

**) Der angegebene Kraftbedarf gilt für übliche Maschinen, bei Maschinen für ausschliefsliche Benutzung von Schnellstahl und Sonderausführungen erhöht sich der Kraftbedarf auf das 1,5- bis 2fache.

Die **Plandrehbänke** unterscheiden sich nach Art ihrer Spindellagerung in liegende oder stehende, bei ersterer Art sind die Schlitten auf Bettuntersätzen verschiebbar, die entweder parallel oder senkrecht zur Spindel gestellt werden können. Zur Unterstützung schwerer Werkstücke manchmal auch mit Reitstock ausgerüstet; zu unterscheiden von den Plan- und Spitzendrehbänken, die Spitzendrehbänke mit abgekröpftem Bett sind, um gröfsere Durchmesser von beschränkter Länge drehen zu können.

Plandrehbänke mit stehender Arbeitspindel (liegende Planscheibe) haben den Vorteil, schwere Werkstücke leicht aufspannen zu können. Die Meifselschlitten sind am Querschlitten wagerecht und dieser an den Ständern (bei kleinen Durchmessern bisweilen nur ein Ständer) senkrecht verstellbar. Für Sonderzwecke sind auch Meifselschlitten an den Ständern vorgesehen. Um bei grofsen Drehdurchmessern eine zu grofse freitragende Länge des Querschlittens zu umgehen, verschiebt man die Ständer nach rückwärts auf Betten. Die Meifselschieber müssen dann drehbar sein, damit man die Stahlschneide senkrecht gegen die Drehrichtung einstellen kann. Kleine Plandrehbänke (bis 1,5 m Drehdurchm.) mit stehender Spindel vielfach für die Massenherstellung mit Revolverkopf als Bohrbank benutzt (Chucking-Maschine).

Kraftbedarf für Plandrehbänke mit liegender Spindel.*)

Drehdurchmesser . mm	1000	1250	1500	1750	2000	2500	3000	4000	5000	6000	8000	10 000
Kraftbedarf . rd. PS	2	2,5	3	3.5	4	5	6	8	10	12	18	25 bis 30

Kraftbedarf für Plandrehbänke mit stehender Spindel.*)

Drehdurchm. mm	750	1000	1250	1500	2000	2500	3000	4000
Kraftbedarf rd. PS	1,5	2	3	4	6	7	9	12

Drehdurchm. mm	5000	5000/7500	6000/9000	7000/10000	7500/12000
Kraftbedarf rd. PS	18	20 bis 30	25 bis 40	30 bis 50	40 bis 80
		mit verschiebbaren Ständern			

Für die Massenherstellung von Schrauben und Formteilen werden die Meifselschlitten mit Köpfen zum gleichzeitigen Einspannen mehrerer (5 bis 8) einfach oder vielfach wirkender Schneidwerkzeuge eingerichtet. Die Verschiebung und das Wechseln der Werkzeuge erfolgt von Hand **(Revolverdrehbank)** oder mittels Kurven selbsttätig **(Automat)**; als Zwischengruppe die sogenannten Halbautomaten, bei denen nur die Einspannung des Werkstückes von Hand, die Verschiebung der Werkzeuge und das Wechseln selbsttätig durch Kurven erfolgt.

Kraftbedarf für Revolverdrehbänke.*)

Gröfster Materialdurchlafs . mm	10	15	20	25	30	40
Kraftbedarf . . . . . . rd. PS	1	1,5	2	2,5	3	4

Drehbänke für glatte (Transmissions-) oder gekröpfte (Kurbel-) Wellen unterscheiden sich, je nachdem das Werkstück oder das Werkzeug die drehende Bewegung ausführt. Zum Drehen glatter Wellen erhalten die Bänke geringe Spitzenhöhe, kommen mit

*) Anm. 2 S. 359.

wenigen Geschwindigkeitsstufen aus und arbeiten gleichzeitig mit drei Sticheln (vorschruppen, nachschruppen, schlichten). Der Antrieb der Welle erfolgt vom Spindelstock und vom Reitstock her, um ein Umspannen zu vermeiden.

Bei **Walzendrehbänken** dienen die Spitzen nur zum Ausrichten, während das Gewicht der sehr schweren Werkstücke durch besondere Brillen aufgenommen wird. Zum Drehen der Kalibrierung an Fertigwalzen erhalten die Brillen besondere Auflagebügel für die Aufnahme der Gegenwalzen. Der schweren Schnitte beim Profilieren mit Breitmeifsel wegen mufs der Antrieb sehr kräftig sein. Schnittgeschwindigkeit für Hartgufswalzen 0,6 bis 1,5 m/min. Antrieb durch Rädervorgelege oder durch Schneckenradübersetzung.

Kraftbedarf für Walzendrehbänke.

Walzendurchmesser . mm	400	500	600	800	1000	1200	1500
Walzenlänge . . . . „	2500	3000	3500	4000	5000	5500	6000
Kraftbedarf . . . rd. PS	5	6	7	8	12	15	16 bis 20

Achsendrehbänke müssen, um wirtschaftlich zu arbeiten, sehr schwer gehalten werden. Kraftbedarf dementsprechend sehr hoch.

Bandagendrehbänke sind Plandrehbänke mit geringeren Abstufungen für die Geschwindigkeiten.

Radsatzdrehbänke. Leistungsfähigkeit 6 bis 10 Satz in 10 st, bei neuen Radsätzen bis 16 Satz unter Anwendung von Schablonensupporten.

Kraftbedarf für Radsatzdrehbänke.*)

Gröfster Raddurchmesser mm	1000	1500	2000	2500
Kraftbedarf . . . rd. PS	12	15	18	20 bis 25

Drehbänke zur Herstellung hinterdrehter Fräser arbeiten in der Weise, dafs der zu hinterdrehende Gegenstand (Fräser oder dgl.) langsam um seine Achse gedreht wird, während der Stichel, der dem Fräser seine Form gibt, mittels Schlittens gegen die Achse des Fräsers vorgeschoben und zurückgezogen wird entsprechend der Anzahl Zähne, die das Werkstück bekommen soll. Dem Fräser sind vorher am Umfange die nötige Zahl Lücken einzufräsen. Die Stichelschneide bekommt entweder die Form des zu hinterdrehenden Fräsers bei kleineren Ausführungen als Formzahn, oder der Stahl wird mittels Kopierstiftes an einem Kopierlineal entlanggeführt, wenn die Breite des Fräsers einen Formstahl nicht zuläfst. Zur Vermeidung von Erzitterungen sind die Hinterdrehbänke sehr kräftig auszuführen.

5. Bohr- und Gewindeschneidmaschinen.

In den meisten Fällen führt das Werkzeug (Bohrer, Bohrmesser, Reibahle usw.) die kreisende Bewegung aus, während die das Werkzeug tragende Spindel oder das Werkstück in der Achsrichtung verschoben wird. Für gewisse Zwecke läfst sich auch die Drehbank

*) Vgl. Anm. 2 S. 359.

verwenden, indem man das Werkzeug an der Spindel und das Werkstück an der Bettplatte befestigt. Die Führung der Spindel erfolgt in der Weise, dafs das eine Ende der Spindel von einer achsial verschiebbaren Lagerbüchse gehalten wird, während das andere Ende in der Antriebnabe verschiebbar ist (Abb. 30).

Abb. 30.

Die Bohrspindel ist am unteren Ende in der Regel mit einer kegelförmigen Bohrung zur Aufnahme der Werkzeuge versehen. Weite Verbreitung hat der sogen. Morsekegel gefunden, der in neuerer Zeit durch den sogen. metrischen Kegel ersetzt wird (Abb. 31).

Zur Verwendung gelangen fast ausschliefslich Spiralbohrer, die für weiches Schmiedeisen bis zu 20 m/min Umfangsgeschwindigkeit bei guter Kühlung erhalten. Der Vorschub bei einer Umdrehung liegt meist in den Grenzen von 0,1 bis 1 mm. Das Ausreiben der Löcher geschieht entweder mit der gewöhnlichen Reibahle oder zum Fertigreiben (auf Mafs) mit der einstellbaren Reibahle. Die Geschwindigkeiten zum Reiben sind ungefähr halb so grofs wie die zum Bohren. Die Vorschübe können zwei- bis dreimal so grofs genommen werden. Zum Aufbohren vorgegossener Löcher benutzt man der gröfseren Festigkeit wegen die nach Art der Spiralbohrer hergestellten Drei- und Vierschneider.

Soll die Bohrmaschine auch zum Gewindeschneiden benutzt werden, so mufs die Bohrspindel für Rechts- und Linkslauf eingerichtet sein. Um ein Abbrechen des Gewindebohrers beim Aufsetzen auf den Grund von blinden Löchern zu vermeiden, benutzt man besondere Gewindeschneidapparate, die sich durch einen einstellbaren Federdruck bei Erreichung des Grundes selbsttätig auslösen.

Für die Massenfabrikation kleiner Teile in Bohrvorrichtungen werden Vielfach-Spindelbohrmaschinen benutzt, bei denen das Werkstück dem Werkzeug entgegengeführt wird. Dadurch, dafs jeder Bohrspindel eine dem Bohrerdurchmesser entsprechende Umfangsgeschwindigkeit erteilt werden kann, wird ein Auswechseln der Bohrer und ein Geschwindigkeitswechel vermieden.

Nach Art der Lage der Spindel unterscheidet man **senkrechte und wagerechte Bohrmaschinen.** Erstere Art läfst sich nach der Beweglichkeit der Spindellagerung wieder unterteilen in freistehende, Wand- und Radialbohrmaschinen, die jedoch auch miteinander

zu vereinigen sind. Die letztere Gruppe kann je nach der Einstellbarkeit der Bohrspindel als einfache, halb- und ganz-universal bezeichnet werden.

Kraftbedarf für Senkrecht-Bohrmaschinen.*)

Lochdurchmesser mm	20	30	40	50	75	100
Kraftbedarf . rd. PS	1,5	2	3	4	5	7

Für Radialbohrmaschinen etwa 30 bis 50 % mehr.

Die Bohrmaschinen mit liegender Spindelanordnung — **Wagerecht-Bohrmaschinen** — werden meist zum Aufbohren vorgegossener Löcher mittels Bohrmessers benutzt. Hierbei verschiebt sich in der wie bei der Drehbank angetriebenen Hohlspindel die eigentliche Bohrspindel.

Abb. 31.

Tafel für den Morsekegel (Abb. 31).

Nr.	1	2	3	4	5	6
D	12,06	17,78	23,83	31,27	44,39	63,35
d	9,05	14,12	19,30	25,33	36,73	52,74
a_1	15	20	22	25	35	38
b	5,16	6,35	7,94	11,91	15,87	19,05
L	60,33	73,03	90,49	114,30	146,05	203,19

Tafel für den metrischen Kegel (Abb. 31).

Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
D	12	18	24	32	40	50	60	70	80	90	100
d	9	14	19	26	33	42	51	60	69	78	87
a	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
b	5	6,5	8	11	14	17	20	23	26	29	32
L	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260
L_1	52	70	88	106	124	142	160	178	196	214	232
l	4	4	4	4	4	5	6	7	8	9	10

Die Bohrmesser können in einem Querschlitz der eingesetzten Bohrstange oder in einem besonders aufgesetzten Bohrkopf gehalten werden. Zum Abflächen von Naben benutzt man breite Schneidmesser oder besser kreisende Schlitten (Schwärmer), bei denen ein Drehstahl senkrecht zur Spindelachse geschaltet wird.

*) Vgl. Anm. 2 S. 359.

Kraftbedarf für Wagerecht-Bohrmaschinen.*)

Bohrspindeldurchmesser . mm	50	60	70	80	100	120
Für Bohrungen bis . . . „	200	250	300	400	500	600
Kraftbedarf . . . . . rd. PS	2	2,5	3	4	5	7

Bei den **Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschinen** kommt noch eine senkrecht zur Bohrspindel mögliche Verschiebung hinzu, die entweder dem Werkstück oder der Bohrspindel zugeteilt wird. Erstere wird erreicht, indem man das Werkstück auf Bettplatten aufspannt, die sich kreuzweise auf einem der Bohrspindel entweder parallel oder rechtwinklig vorgelagerten Bett verschieben lassen. Schwere Werkstücke spannt man auf Fundamentplatten und läfst die verschiedenen Bewegungen von dem Bohrspindelschlitten ausführen.

Kraftbedarf für Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschinen mit am Ständer verschiebbarem Bohrschlitten.*)

Bohrspindeldurchmesser . mm	80	100	120	150	200	250
Für Bohrungen bis . . . „	400	500	600	1000	1500	2000
Kraftbedarf . . . . . rd. PS	6	7	8	10	15	20 bis 25

Bei den **Ausbohr- oder Zylinder-Bohrmaschinen** unterscheidet man wandernde Bohrstangen, die mit dem darauf befestigten Messerkopf verschoben werden und feste Bohrstangen, auf denen der Bohrkopf die Bewegung ausführt. Um ein gleichzeitiges Bearbeiten der Flanschen zu ermöglichen, müssen bei der ersten Art die Schwärmer auf einem Flansch der Hauptspindel festgehalten werden, im letzteren Falle können sie auf der Bohrstange befestigt werden.

Kraftbedarf für Zylinder-Bohrmaschinen.*)

Bohrstangendurchm. mm	150	200	250	300	350	400	450	500
Für Bohrungen bis „	700	800	1000	1200	1500	2000	2500	3000
Kraftbedarf . . rd. PS	5	6	7	8	10	12	16	20 bis 25

Die Bohrstangen sollen möglichst starr sein, weil hiervon die Genauigkeit der Arbeit abhängt. Man kommt zu brauchbaren Ergebnissen, wenn man die gröfste Durchbiegung der Bohrstange, die der Stichelwiderstand (bei Verwendung nur eines Stichels) hervorbringt, kleiner als $^1/_{100}$ mm annimmt. Die Schnittgeschwindigkeiten der Ausbohrmaschinen sind so grofs oder etwas kleiner als diejenigen der Drehbänke; ebenso die Schaltgeschwindigkeiten. Bei letzteren mufs aber beachtet werden, dafs oft mehrere Stichel hintereinander arbeiten. Das veranlafst zuweilen (für das Schlichten) Schaltgeschwindigkeiten bis 15 mm für jede Spindeldrehung.

Für eine wirtschaftliche Bearbeitung von Zylindern sind die Zylinderbohrmaschinen meist in Verbindung mit Wagerecht-Bohr- und Fräs-

*) Vgl. Anm. 2 S. 359.

maschinen auf gemeinsamer Grundplatte aufgestellt. Vielfach werden die Maschinen auch tragbar mit elektrischem Einzelantrieb eingerichtet, um bequem an alle zu bearbeitenden Flächen und Bohrungen heranzukommen, ohne die schweren Arbeitsstücke umspannen zu müssen.

6. Fräsmaschinen.

Allgemeines.

Der Fräser bietet mit seinen vielschneidigen Zähnen gegenüber den einschneidigen Hobelstählen den Vorteil der stofsfreien, ununterbrochenen Arbeit unter Vermeidung des toten Rückganges. Durch den gleichmäfsig verlaufenden Vorschub des Fräsers gegen das Werkstück wird ein Span abgehoben, der in seinem Querschnitt allmählich zunimmt (Abb. 32). Obwohl durch das gleichzeitige Arbeiten mehrerer Zähne die zunehmenden Arbeitsdrücke fast ausgeglichen werden, empfiehlt es sich, für glatte Arbeiten Fräser mit Schraubennuten anzuwenden. Die Steigung der Schraube beträgt 10 bis 20°; bei hohen Schnittgeschwindigkeiten bis zu 30°. Die Fräsnuten müssen grofs genug sein, damit besonders bei kräftigen Schnitten die Späne genügend Platz haben, um einen Druck und die dadurch hervorgerufene Erwärmung des Fräsers zu vermeiden.

Abb. 32.

Abb. 33.

Der **hinterdrehte** Fräser (Abb. 33) bietet dem feingezahnten Fräser gegenüber den Vorteil, dafs er durch seine kräftigere Zahnform stärker belastet werden kann und dafs er beim Nachschleifen den richtigen Schnittwinkel behält, während beim feingezahnten Fräser unter Verringerung der Spanlücke der Kopf an Breite zunimmt und einen ungünstigeren Schnittwinkel erhält. Besonders vorteilhaft sind die hinterdrehten Fräser für Profilarbeiten, da sich beim Nachschleifen ihre Form nicht ändert. Um den Schnittwinkel beim Schleifen beizubehalten, wird der Rücken nach der logarithmischen Spirale (angenähert auch nach der archimedischen) hergestellt, die Schneidkante verläuft alsdann nach dem Mittelpunkt des Fräsers.

Für die **Bearbeitungsweise***) — ob Fräsen oder Hobeln — gilt allgemein, dafs lange Flächen von geringer Breite gehobelt, breite Flächen von geringer Länge gefräst werden; doch dürfen die sonstigen Querschnittsverhältnisse nicht unberücksichtigt bleiben. Profilierte kurze Querschnitte werden immer durch Fräsen billiger hergestellt; bei langen Werkstücken, namentlich Gufsteilen, wird ein zweiter Schnitt

*) Vgl. Schlesinger, Hobeln und Fräsen, Z. d. V. d. I. 1904 S. 1377.

notwendig, bei dem unter Vermeidung jeder Wärmeentwicklung das Stück fertig gefräst wird. Für grofse Profile werden einzelne Fräser zusammengesetzt, ihre Stofsflächen müssen übereinandergreifen oder miteinander verklinkt werden, um beim Nachschleifen das richtige Profil durch achsiale Nachstellung wiederzuerhalten.

Kleinere Fräser werden oft mit dem Aufspanndorn aus einem Stück hergestellt. Gröfsere Fräser erhalten zylindrische Bohrung und werden auf besondere Fräsdorne, die mittels Kegels in der Frässpindel gehalten werden, aufgesteckt. Für starke Beanspruchungen mufs der Fräsdorn in der Frässpindel durch einen Mitnehmer gehalten werden, der Sicherheit für das Rundlaufen und gegen Verdrehung des Dornes bietet. Das Festziehen des Fräsdornes soll durch eine mit Differentialgewinde versehene Schraube, die durch die Spindel geht, erfolgen, mit der auch das Herausdrücken vorgenommen werden kann.

Lagerungen und Abmessungen der Fräserspindeln sind vorwiegend in Rücksicht auf elastische Nachgiebigkeit zu bestimmen, da nennenswertes Ausweichen unruhigen Gang veranlafst. Aus demselben Grunde sind für den Fräser oder Fräsdorn, soweit wie angängig, Gegenhalter anzubringen, die mit der Aufspannplatte möglichst unmittelbar zu verbinden sind. Die Gestelle, Tische und Konsolen sind kräftig zu halten und Durchbrechungen zu vermeiden. Zur ausgiebigen Verwendung von Kühlflüssigkeiten sind Ablafsrinnen anzubringen.

Die **Schnittgeschwindigkeit** soll dem zu verarbeitenden Stoff möglichst angepafst werden können; da aber auch die Durchmesser der bei ein und derselben Fräsmaschine anzuwendenden Fräser stark voneinander abweichen, so ist die Zahl der zur Verfügung stehenden Umlaufzahlen möglichst grofs bei kleiner Abstufung zu halten. Ebenso ist es nötig, eine möglichst grofse Anzahl von Vorschubgeschwindigkeiten zur Verfügung zu haben; in der Regel 8 bis 16, häufig bis 32.

Im allgemeinen liegt die sekundliche **Zuschiebegeschwindigkeit** zwischen 0,25 und 2 mm; es werden diese Werte jedoch über- und unterschritten. Vielfach wird die Zuschiebung auf die Fräserdrehung bezogen und (für Eisen) zu 0,1 bis 8 mm, aber auch bis 13 mm für jede Fräserdrehung angegeben. Das Verhältnis der Schnitt- zur Schaltgeschwindigkeit liegt meist zwischen 150 und 100. Der Vorschub des Werkstückes soll immer in der Richtung **gegen** den Fräser erfolgen. Die Geschwindigkeit für den Leerlauf (Rücklauf und Anstellen) beträgt 1 bis 4 m/min.

Wagerecht-Fräsmaschinen.

Die e i n f a c h e T i s c h f r ä s m a s c h i n e wird hauptsächlich zur Massenherstellung benutzt, bei der eine senkrechte Verstellung nur zur Einstellung notwendig ist. Diese wird deshalb der Frässpindel zugeteilt, damit der Bettschlitten auf einem Kastenbett oder durch Füfse fest unterstützt werden kann. Für Maschinen, die für allgemeine Fräsarbeiten benutzt werden sollen, mufs der Aufspanntisch auch senkrecht verstellt werden können. Er ist deshalb auf einer Konsole, die an der vorderen Ständerkante verstellbar ist, kreuzweise verschiebbar. Selbstgang meist für die Kreuzbewegung, seltener für die senkrechte Verstellung. Tritt zu diesen Bewegungen noch eine Drehbarkeit des

Tisches, so erhält man die **Universal-Fräsmaschine,** die zur Vervollständigung noch einen Teilkopf erhält, um entweder Teilungen bei glatten Fräsarbeiten ausführen oder auch Schraubennuten fräsen zu können. Zum Fräsen von Schraubennuten wird der Aufspanntisch um den Winkel der Schraube schräggestellt (Abb. 34), und während des Vorschubes des Werkstückes in der Tischrichtung mufs dasselbe um seine Achse gedreht werden; zu diesem Zweck wird die Gewindespindel des Tisches mit der Schneckenwelle des Teilkopfes durch Wechselräder in Verbindung gebracht (Abb. 35).

Abb. 34.

Teilkopfarbeiten.

Gewöhnliches Teilen. Bezeichnet z die Zähnezahl des zu teilenden Arbeitsstückes, $\frac{1}{Z_1}$ die Schneckenradübersetzung im Teilkopf $\left(\text{meist } \frac{1}{40}\right)$, n die Anzahl der Umdrehungen für den Stift der Teilscheibe, so ist für einfache Teilarbeiten $n = \frac{Z_1}{z}$, wobei z ein Vielfaches der in den vorhandenen Teilscheiben gegebenen Lochzahlen sein mufs. Die zu den Maschinen mitgelieferten Teilscheiben gestatten gewöhnlich, alle Teilungen bis 50 ohne Ausnahme zu teilen, über 50 sind gewöhnlich nur die Zahlen teilbar, die ein Vielfaches der ersteren sind.

Primzahlenteilung. Um auch beliebige Primzahlenteilungen auszuführen, kann man die Teilkopfspindel mit der Welle der Kegelräder durch Wechselräder verbinden (Abb. 35), wodurch ein Differentialgetriebe entsteht. Für die Anzahl der Umdrehungen n_1 ist ein Annäherungswert nach der Formel $n_1 \sim \frac{Z_1}{z}$ zu bestimmen, der durch die

Abb. 35.

Abb. 36.

vorhandenen Teilscheiben ausführbar ist. Die einzuschaltenden Wechselräder werden dann bestimmt durch $\frac{e}{d} = Z_1 - n_1 z$. Je nach dem n_1 kleiner oder gröfser als n gewählt wurde, wird $\frac{e}{d}$ positiv oder negativ und es müssen für ersteren Fall ein, für letzteren zwei Zwischenräder eingeschaltet werden.

Schraubensteigung. Bezeichnet $\frac{1}{i}$ das Uebersetzungsverhältnis der Wechselräder $\left(\frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}\right)$, h die Ganghöhe der Tischspindel in mm, s die zu fräsende Schraubensteigung in mm, so ist die Räderübersetzung $\frac{1}{i} = \frac{h}{s} \cdot z_1$ (Abb. 36 S. 367).

Kraftbedarf für Wagerecht-Fräsmaschinen mit Konsoltisch und für Universal-Fräsmaschinen.*)

Tischfläche mm	500×125	750×150	1000×200	1250×250	1500×350
Spitzenhöhe des Teilkopfes mm	100	110	125	150	200
Kraftbedarf rd. PS	0,6	1	2	3	3,5

Bei **Senkrecht-Fräsmaschinen,** welche die Arbeiten der Stofsmaschine übernehmen, ist die Frässpindel meist mit ihrem Fräserschlitten in der senkrechten Richtung einstellbar, während der Tisch die bei den Wagerecht-Fräsmaschinen angegebenen Verschiebungen ausführt. Die Senkrecht-Fräsmaschinen erhalten oftmals noch einen besonderen abnehmbaren Drehtisch, der zum Bearbeiten von zentrischen Flächen benutzt werden kann.

Kraftbedarf für Senkrecht-Fräsmaschinen.*)

Ausladung mm	150	200	350	500	800	1000
Tischgröfse mm	500×125	750×200	1000×300	—	—	—
Durchmesser des Rundtisches mm	—	—	450	650	1000	1500
Kraftbedarf rd. PS	1	1,5	2	3	4,5	6

Die **Tisch- oder Langfräsmaschinen,** bei denen der Tisch auf einem festen Bett verschiebbar ist, können als Wagerecht- oder Senkrecht-Fräsmaschinen gebaut werden. In vielen Fällen, besonders bei den Hobelmaschinen ähnlichen, werden am Querbalken und an den Ständern Frässchlitten angeordnet. Ueberhaupt ist durch die vielseitige Anwendung der Fräsarbeit mehr als irgendwo anders eine Vereinigung der einzelnen Bauarten durch Vervielfältigung möglich.

Eine grofse Anzahl Dreharbeiten läfst sich vorteilhafter auf **Rundfräsmaschinen** herstellen, namentlich wenn es sich um Anfertigung desselben Gegenstandes in gröfserer Zahl und um profilierte Quer-

*) Vgl. Anm. 2 S. 359.

schnitte handelt. Geeignet für solche Bearbeitung sind z. B. Schnurscheiben, Riemenscheiben mit und ohne Rand, gerade oder ballige Scheiben, Walzen, Handräder, Zahnräder und Kränze für äufsere und innere Verzahnung, Kegelräder usw. Der Gegenstand wird auf das Ende einer langsam drehbaren Spindel, unter Umständen unter Verwendung eines Reitstockes aufgespannt; der Fräser wird mittels Schlittens an das Werkstück herangeschoben; er erhält mittels Stufenscheibe seinen Antrieb und fräst den herzustellenden Gegenstand, während dieser ein- oder mehrere mal umläuft, fertig. Diese Maschinen arbeiten bei der Massenherstellung besonders wirtschaftlich, da ein Arbeiter imstande ist, bis zu sechs solcher Maschinen zu bedienen. Der Kraftbedarf für eine Maschine, die Werkstücke bis zu 600 mm Durchm. bearbeitet, beträgt rd. 2,5 PS.

Die **Langlochfräsmaschinen** arbeiten mit einem fräserähnlichen zweischneidigen Werkzeug, das entweder bei jedem Richtungswechsel des hin- und hergehenden Werkzeuges oder Werkstückes tiefer gestellt wird oder unmittelbar bis auf die angegebene Tiefe schaltet und dann mit einem Schnitt das ganze Material herausnimmt. Lange Nuten stellt man auch vielfach nach Anbohren des Auslaufes mit dem Scheibenfräser her.

Für **Kaltkreissägen** wird gewöhnlich Druckschaltung angewendet, entweder indem das Gewicht der Säge, vermehrt oder vermindert durch ein einstellbares Gewicht, allein die Zuschiebung bewirkt, oder indem eine in die Zuschiebevorrichtung eingeschaltete Nachgiebigkeit den in Aussicht genommenen Druck zu überschreiten verhindert. Schnittgeschwindigkeiten ungefähr wie beim Fräsen. Die Zuschiebegeschwindigkeit der Kaltkreissägen beträgt im allgemeinen $^1/_{800}$ bis $^1/_{1300}$ der Schnittgeschwindigkeit. Sägeblätter mit eingesetzten Zähnen aus Schnellstahl erhöhen die Leistung um ungefähr das Doppelte.

Kraftbedarf für Kaltkreissägen.*)

Sägeblattdurchmesser mm	500	600	900	1200	1500
Kraftbedarf . . . rd. PS	5	6	9	12	16

Zum Durchschneiden von Schienen, Trägern und Profileisen in warmem Zustande benutzt man Pendel- oder Heifseisensägen, bei denen das Sägeblatt in einem Rahmen pendelnd aufgehängt ist. Antrieb meist durch angebaute Dampfmaschine oder durch Elektromotor; Verschiebung des Sägeblattes durch Kulissenhebel, durch besondere Dampfzylinder oder auch hydraulisch.

Kraftbedarf für Pendel- und Heifseisensägen.

Sägeblattdurchmesser mm	600	1000	1500
Kraftbedarf . . . rd. PS	15 bis 26	40 bis 45	60 bis 70

Die **Gewindefräsmaschinen** dienen zum Fräsen von Gewinden, deren Profile nicht rechtwinklig sind, z. B. Spitzgewinde, Trapezgewinde, Schnecken usw. Der Fräser wird in die der Gewindesteigung entsprechende Schräge eingestellt; das Werkstück führt unter Drehung eine der Gewindesteigung angepafste achsiale Verschiebung aus. Vor-

*) Vgl. Anm. 2 S. 359.

schub bis 100 mm/min, kann aber auch bis 200 mm gesteigert werden. Zum Schleifen der Fräser ist eine besondere Schleifmaschine notwendig.

7. Maschinen zur Herstellung von Zahnrädern.

Die Herstellung der Zähne in Zahnrädern geschieht (abgesehen von Rädern mit gegossenen Zähnen) durch Fräsen oder Hobeln, dabei wird die Zahnlücke meist aus dem vollen Zahnkranz herausgeschnitten; nur bei grofsen Teilungen giefst man die Zähne zuweilen vor. Die Umfangsteilung wird fast ausschliefslich durch den Modul $M = \frac{t}{\pi}$ ausgedrückt, wodurch das Mafs für den Durchmesser eine rationelle Zahl wird. Ebenfalls durch den Modul wird die Kopf- und Fufshöhe ausgedrückt, indem erstere gleich dem Modul, letztere gleich $1^1/_6 \sim 1{,}16 \times$ Modul ist. Die Erzeugung der Zahnlücken kann erfolgen:

1. durch ein der Form der Lücke unmittelbar nachgebildetes Werkzeug, oder
2. durch einen Schneidstahl, der die Zahnkurve nach einer vorhandenen Form (Schablone) nachbildet, oder
3. durch ein Werkzeug, das in geeigneter Weise die Abwälzbewegung des zu bearbeitenden Rades mit einem erzeugenden Rade nachbildet (Wälzverfahren).

Die zur Herstellung von Zahnrädern zur Anwendung gelangenden Maschinen stellen her nach dem

1. Verfahren: Stirn- und Schraubenräder (Schneckenräder nur für untergeordnete Zwecke), nach dem
2. Verfahren: Kegelräder, sehr selten auch Stirnräder, und nach dem
3. Verfahren: Stirn-, Schrauben-, Schnecken- und Kegelräder.

Als Art der Verzahnung wird meist die Evolventenverzahnung gewählt, bei welcher die Neigung der Evolvente gegen die gemeinsame Tangente $14^1/_2{}^0$ beträgt.

Fräsmaschinen für Stirnräder nach Verfahren 1. Die Fräserzähne haben die Form der Zahnlücke und sind so hinterdreht, dafs durch ein Nachschleifen der Fräserzahnbrust die Form nicht verändert wird. Das zu fräsende Rad ruht, während der Fräser sich dreht und eine Verschiebung in Richtung der Zahnflanken ausführt. Die Einstellung des Fräsers mufs genau auf Mittelebene der Zahnlücke und auf richtige Zahntiefe ($\sim 2^1/_6 \times$ Modul) erfolgen. Nach Herstellung einer Zahnlücke wird der Fräser zurückgezogen und das Rad um einen Zahn weitergeschaltet. In vielen Fällen kann die Universal-Fräsmaschine (s. dort) zum Fräsen von Stirnrädern benutzt werden. Der Fräser wird in der Maschinenspindel auf einem Dorn befestigt und das Rad auf einem Dorn, der zwischen den Spitzen des Teilkopfes und des Reitstockes gehalten ist. Teilung mittels Teilscheibe am Teilkopf, Arbeitschaltung durch Selbstgang des Tisches, Rückgang meist von Hand.

Bei den **selbsttätigen Räderfräsmaschinen** wird das Rad auf einem Dorn befestigt, der in der Hauptspindel der Maschine sitzt und die an ihrem anderen Ende das Teilrad trägt. Dieses soll gröfser als das gröfste auf der Maschine zu fräsende Rad sein, um etwaige Fehler in der Teilung zu verkleinern. Die Hauptspindel kann wagerecht oder

senkrecht angeordnet werden. Nachdem der Fräser eine Lücke hergestellt hat, erfolgt der selbsttätige Rücklauf mit beschleunigter Geschwindigkeit (rd. 60 bis 100 mm/sk). Bevor der Vorschub von neuem beginnt, bleibt der Frässchlitten stehen, bis die Schaltung selbsttätig erfolgt ist.

Für genaue Zahnräder ist für jede Zähnezahl ein besonderer Fräser notwendig; in den meisten Fällen begnügt man sich jedoch mit den käuflichen Fräsersorten, die für Teilungen bis 12 Modul für die Zähnezahlen von 12 bis ∞ einen Satz von 8 Stück, bei Teilungen von 10 Modul an aufwärts einen Satz von 14 Stück bilden. Die ersteren sind bestimmt zum Fräsen von 12 u. 13, 14 bis 16, 17 bis 20, 21 bis 25, 26 bis 34, 35 bis 54, 55 bis 134 und 135 bis ∞ Zähnen, der zweite Satz zum Fräsen von 12, 13, 14, 15 u. 16, 17 u. 18, 19 u. 20, 21 bis 24, 25 bis 28, 29 bis 33, 34 bis 41, 42 bis 52, 53 bis 80, 81 bis 134 und 135 bis ∞. Die mit diesen Fräsern hergestellten Räder mit dazwischenliegenden Zähnezahlen besitzen natürlich keine theoretisch richtigen Zahnformen, genügen jedoch für die meisten Benutzungszwecke.

Fräsmaschinen für Stirnräder nach dem Verfahren 3. Zur Herstellung von Stirnrädern nach dem Wälzverfahren benutzt man einen schnecken-

Abb. 37.

Abb. 38.

zur Gangrichtung gemessene Abstand t der Teilung des zu fräsenden Rades entsprechen mufs. Ist α der Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie, so ist $s = \frac{t}{\cos\alpha}$, anderseits aber $\operatorname{tg}\alpha = \frac{s}{d\pi} = \frac{t}{\cos\alpha\, d\pi}$;

förmigen Fräser, dessen Längsschnitt senkrecht zur Gangrichtung die Form der Zahnstange zeigt. Die Kopfhöhe des Fräsers mufs zur Erzeugung des Fufsspielraumes um $^1/_6$ Modul oder weniger verlängert werden. Beim Fräsen wird der Fräser um den mittleren Steigungswinkel der Schnecke schräg zur Radebene eingestellt (Abb. 37). Die Drehung des Fräsers und des zu fräsenden Rades mufs so eingerichtet werden, dafs die Umfangsgeschwindigkeit des letzteren der durch die Fräserschaltung entstehenden linearen Profilverschiebung gleich ist. Dieses erreicht man dadurch, dafs man Fräser und Werkstück in ein Uebersetzungsverhältnis des zugrunde liegenden Schneckengetriebes zwangläufig in Verbindung bringt. Aufserdem mufs eine Verschiebung in der Flankenrichtung erfolgen. Die gefräste Form entsteht also gleichsam als Abwälzung eines Rades an einer Zahnstange. Die Fräser werden stets als eingängige Schnecken hergestellt. Für die Bestimmung der mittleren Steigung s (Abb. 38) kommt in Betracht, dafs der senkrecht

da $t = M$ (Modul) . π, so ist $\sin\alpha = \frac{M}{.d}$, worin α und d unbekannt sind, wenn M gegeben ist. Bei der Herstellung der Fräser wird man darauf sehen müssen, für s einen Wert zu erhalten, der auf der Drehbank durch Wechselräder leicht zu erzielen ist. Um einen gleichmäfsigen Schnitt zu erhalten, mufs die Fräsnut für den Fräser als Schraubenfläche ausgebildet werden, die senkrecht zur Mittelsteigung des schneckenförmigen Fräsers steht. Damit diese Brustfläche beim Nachschleifen des Fräsers erhalten bleibt, mufs die Schleifscheibe zu diesem Zweck als abgestumpfter Kegel ausgebildet sein, von dem eine Mantellinie die erzeugende Gerade darstellt (Abb. 39). Mit der Durchmesseränderung beim Schleifen tritt eine Aenderung des Steigungswinkels ein, weshalb der Winkel für die Schrägstellung neu zu bestimmen wäre, gewöhnlich benutzt man Tafeln, die den Fräserwinkel nach einer bestimmten Abnutzung angeben. Fehlerquelle für richtige Verzahnungen.

Abb. 39.

Gleichfalls nach Verfahren 3 arbeitet die **Stirnräderstofsmaschine** von **Fellows,** bei der jedoch die Erzeugende keine Zahnstange, sondern ein Rad von 24 Zähnen ist (Abb. 40). Der hierdurch entstehende Fehler, der darin liegt, dafs kein Rad mit weniger als 24 Zähnen mit dem so erzeugten Rade richtig kämmen würde, wird dadurch z. T. vermieden, dafs die Zahnhöhe um den Fufsspielraum erhöht ist. Die dadurch entstehende Kopfbahn gleicht die Fehler ziemlich aus. Beim Stofsen führt das Werkzeug nur eine senkrechte Bewegung aus; beim Rückgang werden unter gleichzeitiger Abhebung des Stofszahns Werkzeug und Werkstück mit gleicher Teilkreisgeschwindigkeit weiter geschaltet. Die Maschine benutzt ein Stirnrad von gehärtetem Stahl als Stofswerkzeug. Die richtige Gestalt wird durch einen Wälzungsvorgang erzeugt, bei dem eine Schmirgelscheibe wie ein Zahnstangenzahn auf dem als Werkzeug bestimmten Rade sich abwälzt. Die Maschinen sind auch zur Herstellung innen verzahnter Räder geeignet. Stirnradstofsmaschinen von Reinecker und de Fries arbeiten mit einem Stofszahn nach dem Abwälzverfahren.

Abb. 40.

Für die Herstellung von **Schraubenrädern** kommen nur Fräsmaschinen in Betracht, die in gleicher Weise wie bei der Herstellung der Stirnräder arbeiten. Stellt man die Schraubenräder auf der Universalfräsmaschine her, so mufs das Rad unter der dem Steigungswinkel entsprechenden Schräge eingestellt werden. Während des Vorschubes des Rades mufs es gleichzeitig entsprechend der Schraubensteigung gedreht werden (Berechnung s. Teilkopfarbeiten). Die Fräserform entspricht der Teilung, senkrecht zur Zahnrichtung gemessen (Normalteilung). Beim Abwälzverfahren benutzt man wie beim Stirnradfräsen einen schneckenförmigen Fräser, den man jedoch unter seinem

Steigungswinkel, vermehrt um den Steigungswinkel der Schraubenradzähne, einstellen mufs.

Zum Fräsen von **Schneckenrädern** benutzt man ein der Schnecke nachgebildetes Werkzeug, deren Zähne um den Kopfspielraum verlängert sind. Durch zwangsweises Laufen des Werkzeuges mit dem Rade im richtigen Uebersetzungsverhältnis schneidet der Fräser die für die Schnecke richtige Form heraus. Das Fräsen mit dem zylindrischen Schneckenfräser kann auf der Universal-Fräsmaschine oder der Stirnradfräsmaschine ausgeführt werden, wenn die oben erwähnte zwangläufige Schaltung an der Maschine vorhanden ist. Während des Arbeitsvorganges werden die Achsen von Werkzeug und Werkstück langsam bis auf richtigen Achsenabstand genähert. Nach dem Verfahren von **Reinecker,** der den Schneckenfräser als abgestumpften Kegel ausbildet, dessen kleinster Durchmesser dem Fufskreisdurchmesser der Schnecke entspricht, werden Werkzeug und Werkstück gleich auf richtige Achsenentfernung eingestellt und der Fräser während des Wälzvorganges in seiner Achsialrichtung vorgeschoben. Diese Art des Fräsens mufs auf Sondermaschinen erfolgen, die durch Einschalten eines Differentialgetriebes die Relativbewegung des Fräsers zum Rad gestatten.

Bei den **Kegelräderhobelmaschinen,** die unter Verwendung von Schablonen arbeiten, entsteht die Zahnform dadurch, dafs entweder das Werkstück oder der Stichel an einer im vergröfserten Mafsstab ausgeführten Schablone entlanggeführt wird. Die Erzeugung der Flanke kann entweder durch Punkt- oder Linienberührung geschehen. Im ersten Fall schneidet die Stahlspitze, im letzteren die Stahlkante, die als Tangente zur Zahnflanke derselben eine glattere Oberfläche erteilt gegenüber den längsgerichteten Furchen beim Spitzstichel. Bei der Kegelräderhobelmaschine von Oerlikon führt das Werkzeug nur eine nach der Spitze des zu bearbeitenden Kegelrades gerichtete hin und hergehende Bewegung aus, während das Rad die durch die Schablone vorgesehene Bewegung macht. Bei der Gleason-Maschine dagegen ist diese Bewegung dem Stichel zugeteilt. In beiden Fällen mufs die Weiterteilung um einen Zahn von Hand erfolgen. Bei der Kurvenführung ist darauf zu achten, dafs bei der fortschreitenden Bewegung eine Linienberührung gewahrt bleibt. Da die Leitkurven Raumkurven sind, so mufs für den Werkzeugträger eine allseitige Bewegung um die Kegelspitze möglich sein. Für die Herstellung der Leitkurven werden oft besondere Maschinen benutzt.

Bei den Maschinen zur Herstellung von **Kegelrädern** nach dem **Wälzverfahren** erfolgt die Erzeugung der Zahnflanken nach dem Prinzip des Kämmens eines zu erzeugenden Rades mit einem erzeugenden Plankegelrad (Kegelrad mit 180^0 Spitzenwinkel). Da das Plankegelrad den Zahn einer Zahnstange hat, so erhält man bei der Evolventenverzahnung Werkzeuge, deren geradlinige Schneidkanten $14^1/_2{}^0$ geneigt stehen. Zur Erzeugung sind jedoch nur eine, höchstens zwei Schneidkanten des Plankegelrades notwendig. Je nachdem man diese Schneiden als hin und her gehende oder als sich drehende Werkzeuge ausbildet, erhält man Kegelräderhobel- oder Fräsmaschinen. Bei der Kegelräderhobelmaschine von **Bilgram** (Abb. 41 S. 374) liegt das Planrad in

einer wagerechten Ebene. In der Konstruktion der Maschine ist dasselbe durch den Hobelstahl und durch die Rollbahn für den Teilkegel des Werkstückes gekennzeichnet. Die Abwälzbewegung wird durch einen Rollbogen erzeugt, der auf die Spindel des zu verzahnenden Rades gesetzt wird, und der einen Kegelschnitt senkrecht zur Abwicklungsebene darstellt. Für jeden Winkel wären besondere Rollbogen nötig, doch hilft man sich durch Annäherung und stellt meist diese nur für Winkelunterschiede von 5 zu 5° her. Die richtige Abwälzung des Rollbogens auf dem Plankegel wird durch gemeinsamen Antrieb mittels Stahlbänder gesichert. Die Maschine stellt bei einer Einstellung eine Seite aller Zähne eines Rades her.

Abb. 41.

Abb. 42.

Bei der **Kegelräderfräsmaschine von Warren** werden die erzeugenden Zähne des Plankegelrades durch zwei Fräser dargestellt, die während ihrer Drehbewegung eine hin und her gehende Wälzbewegung mit den Aufsenflanken zweier benachbarter Zähne ausführen (Abb. 42) und gleichzeitig gemeinschaftlich nach der Kegelspitze zu vorgeschoben werden. Die gleichen Teilkreisgeschwindigkeiten für das Werkstück und das Planrad werden durch verzahnte Rollbogen gesichert. Nach Fertigstellung zweier Flanken erfolgt zuerst der beschleunigte Rückgang der Fräser und hierauf die Teilung selbsttätig.

Bei der **Kegelräderfräsmaschine von Beale** wird der ganze Plankegelzahn durch Messerköpfe dargestellt, deren Schneidzähne klinkenartig ineinandergreifen und die mit ihren Planebenen, die einen Winkel von 29° bilden, schneiden (Abb. 43 u. 44). Da die Messerköpfe

Abb. 43 u. 44.

nur einen beschränkten Durchmesser erhalten können, werden die Kopfschneiden den Zahngrund kreisförmig aushöhlen. Die Planfräserebenen bilden bei einer hin und her gehenden Wälzbewegung beide Flanken der gleichen Zahnlücke aus. Infolge der grofsen Berührungsflächen der Fräser erhalten die Zahnflanken eine sehr glatte Oberfläche.

Die neue **Kegelräderhobelmaschine von Gleason** arbeitet mit zwei Stählen, die beide Flanken eines Zahnes gleichzeitig bearbeiten. Die Stähle werden zunächst bei stillstehendem Werkstück dem Zahngrund allmählich genähert und hierauf die Wälzbewegung eingeleitet, wobei die Zahnflanken durch Hüllkurven der Schneidkanten erzeugt werden.

Die angeführten Fräsmaschinen verlangen vorgearbeitete Nuten, während auf den Hobelmaschinen die Vorarbeit der Nuten selbst ausgeführt werden kann.

Für das Nachschleifen von gehärteten Stirnrädern, wie sie vielfach im Automobilbau vorkommen, dienen Flankenschleifmaschinen,*) bei denen die als Zahnstangenprofil ausgebildete Schmirgelscheibe unter Auf- und Abbewegung eine Wälzbewegung mit dem zu schleifenden Rade ausführt.

8. Schleifmaschinen.

Die Schleifmaschinen dienen entweder zur Erzeugung genauer und möglichst sauberer Oberflächen oder zum Scharfschleifen gehärteter Schneidwerkzeuge. Das grofse Anwendungsgebiet, das durch die Benutzung der Schleifmaschine zur Bearbeitung fast aller Werkstoffe entstanden ist, hat natürlich eine grofse Menge von Maschinen für besondere Zwecke entstehen lassen. Als Hauptgruppen lassen sich die Maschinen einteilen in solche für **Rund-, Flächen- und Werkzeugschliff.** In allen Fällen ist die Schmirgel- oder Karborundumscheibe das schneidende Werkzeug. Die gesetzlich**) zulässige Höchstgeschwindigkeit beträgt für Scheiben mit mineralischer (Silikat-) Bindung — nur zum Trockenschliff — 15 m/sk, für im Hochfeuer gebrannte Scheiben keramischer Bindung für Trocken- und Nafsschliff bei Handmaschinen 25, bei Supportmaschinen 35 m/sk; doch haben Versuche***) ergeben, dafs die Leistungsfähigkeit der Schmirgelscheibe mit der Umfangsgeschwindigkeit noch gesteigert werden kann. Für das Fertigschleifen sollten die höchsten Geschwindigkeiten benutzt werden. Glatte Werkstücke werden vielfach, ohne vorzuarbeiten, fertig geschliffen. Die Geschwindigkeiten für das Werkstück sind beim Schruppen höher als beim Schlichten und Fertigschleifen.

Die Lagerung der Schleifscheibenwelle soll soweit wie möglich an die Scheibe herangeführt werden; bei gröfseren Durchmessern sind diese zur leichteren und sicheren Aufpassung auf die Welle mit Bleifutter zu versehen. Zur Befestigung sind zwischen Scheibe und Spindelbund oder Anzugmutter elastische Zwischenringe aus Pappe, Leder oder Blei einzulegen. Schutzhauben aus Stahlgufs, Bandeisen

*) Vgl. Rambuscheck, Werkst.-Technik 1907 S. 626.

**) Vgl. Erlafs des preufs. Ministers für Handel und Gewerbe v. 8. Okt. 1909.

***) Vgl. Schlesinger, Leistungsversuche mit nassen Schmirgel- und Karborundumscheiben, Mitt. Forschungsarb., Heft 43.

oder Wellblech sind gufseisernen vorzuziehen; sie dürfen wenig Spielraum haben und müssen für die Abnutzung der Scheibe nachstellbar sein. Das Gestell der Maschinen mufs kräftig gehalten und zur Vermeidung von Erschütterungen, die sich auf das Arbeitstück übertragen, fest auf das Fundament geschraubt werden.

Beim Trockenschliff wird der Schleifstaub durch geeignete Absaugvorrichtungen unschädlich gemacht, beim Nafsschliff durch den Wasserstrahl (40 bis 150 l/min) mitgerissen.

Für **Rundschleifmaschinen** kommen fast ausschliefslich zylindrische Scheiben zur Anwendung. Die Seitenverschiebung, die $^2/_5$ bis ganze Scheibenbreite bei einer Umdrehung des Werkstückes beträgt, führt meist das Werkstück aus, bei grofsen Maschinen für schwerere Werkstücke auch die Schleifscheibe. Die Anstellung der Scheibe (Tiefenschaltung) erfolgt oft selbsttätig und liegt zwischen 0,01 und 0,15 mm bei einer Längsverschiebung. Um für die Scheibe und das Werkstück die geeigneten Umfangsgeschwindigkeiten zu erhalten, müssen die Umlaufzahlen kleine Abstufungen erhalten und leicht geändert werden können. Für die Unterstützung des Werkstückes gegen Durchbiegung dienen Brillen, deren Backen (meist Holz) senkrecht und wagerecht einstellbar sind. Beim **Innenschleifen** wird das Werkstück in einem Futter gehalten, für schwache und dünne Stücke benutzt man zur Vermeidung des Verziehens beim Einspannen elektromagnetische Aufspannfutter.

Bei den **Zylinderschleifmaschinen,** die für senkrechte und wagerechte Lagerung der Schleifspindel ausgeführt werden, führt dieselbe aufser der drehenden eine kreisende Bewegung (Planetenbewegung) aus; durch Vergröfserung dieser erfolgt die Tiefenschaltung.

Zum Schleifen ebener Flächen kann das Werkstück eine drehende — **Planschleifmaschine** — oder auch eine hin und her gehende Bewegung — **Flächenschleifmaschine** — ausführen; für beide Arten kommen elektromagnetische Spanfutter für schwache Werkstücke zur Anwendung.

Bei den **Werkzeugschleifmaschinen** mufs die Schleifscheibe unter kleinster Spanabnahme möglichst schnell an der Schneidkante entlanggeführt werden, um eine schädliche Erwärmung zu vermeiden. Bei den Universalmaschinen müssen die Einspannvorrichtungen eine möglichst vielseitige Einstellbarkeit haben. Zur Erzeugung der Schneidkanten gelangen zylindrische, kegelige und Tassenscheiben zur Anwendung. Sondermaschinen werden gebaut für das Schleifen von Dreh- und Hobelstählen (Sellers, Gisholt), für Sägen und für Spiralbohrer; letztere beiden Gruppen meist selbsttätig.

Die Betriebskraft für Schleifmaschinen wird gröfstenteils von den Reibungswiderständen und zur Beschleunigung der Schmirgelscheiben verbraucht.

Kraftbedarf für Rundschleifmaschinen.

Scheibendurchmesser . mm	250	300	500
Kraftbedarf. . . . rd. PS	5 bis 8	6 bis 10	10 bis 15

Kraftbedarf für Werkzeugschleifmaschinen 0,75 bis 1,2 PS.

B. Holzbearbeitungsmaschinen.*)

a. Allgemeines.

Von gröfserer Bedeutung sind nur die spanabhebenden Holzbearbeitungsmaschinen, und bei diesen haben fast ausschliefslich die Schneiden die Arbeitsbewegung, die meistens sehr rasch ist. Das erfordert sehr sorgfältiges Ablehren und Auswuchten der Schneidwerkzeuge nebst Wellen und hat zur Folge, dafs die Betriebskraft zum grofsen, wenn nicht zum gröfsten Teil zur Ueberwindung von Reibungswiderständen verbraucht wird. Wegen der hohen Umlaufzahl der Holzbearbeitungsmaschinen ist auf eine vorzügliche Lagerung der Wellen zu achten und für reichliche, möglichst selbsttätige Schmierung zu sorgen; Fettschmierung ist zu vermeiden, am besten ist eine staubdichte Oelringschmierung; Anwendung von Kugellagern sehr vorteilhaft. Da bei Inbetriebsetzung die Reibungswiderstände gröfser sind als während des Betriebes, auch beträchtliche Arbeitsmengen für die Beschleunigung der bewegten Teile erforderlich sind, so ist der Arbeitsaufwand dieser Maschinen bei der Inbetriebsetzung erheblich gröfser als während des eigentlichen Arbeitens. Dem ist bei Wahl der Betriebsmittel Rechnung zu tragen.

Wegen des raschen Arbeitens ist auf das Heranschaffen des Holzes und Fortschaffen der Späne wie des Schnittholzes Bedacht zu nehmen. Meist saugt man die Späne ab und befördert sie mittels Luftstromes in Röhren zum Lagerplatz. Auch für das Heranschaffen des zu bearbeitenden und das Abführen des Schnittholzes kommen mechanische Fördermittel zur Verwendung. Den Raumbedarf der Holzbearbeitungsmaschinen bestimmen vorwiegend die Abmessungen der zu bearbeitenden Hölzer.

Der **Einzelantrieb** der Holzbearbeitungsmaschinen durch **Elektromotoren** bietet besondere Vorzüge. Als Motor eignet sich hier am besten der Drehstrommotor: jedoch ist mit Rücksicht auf die Möglichkeit des Einschaltens der Motoren in das Beleuchtungsnetz auch Gleichstrom vielfach im Gebrauch. Die Umlaufzahl der Arbeitswelle ermöglicht oft, den Anker unmittelbar auf dieser unterzubringen, und zwar bei Kreissägen, Hobelmaschinen und Spundmaschinen am bequemsten auf der verlängerten Arbeitswelle, bei Fräsmaschinen zwischen den beiden Lagern. Die Umkehr der Drehrichtung wird bei Fräsmaschinen durch einen mittels Fufstrittes betätigten Umschalter bewirkt. Bei Bandsägen, Schweifsägen und Stemmaschinen wird der Elektromotor entweder unmittelbar in die Maschine hineingebaut oder besonders neben der Maschine aufgestellt; in beiden Fällen dient zur Uebersetzung vom Motor auf die Welle der Maschine ein Räderpaar.

b. Sägemaschinen.

Es bedeutet

h die Schnitthöhe in mm,
H den Sägenhub schwingender Sägen in mm,
t die Zahnteilung in mm,

*) Vgl. Herm. Fischer, Werkzeugmaschinen, Bd. 2.

s die Sägeblattdicke in mm,
u die sekundliche Schnittgeschwindigkeit in m,
v die sekundliche Zuschiebegeschwindigkeit in mm,
$\varDelta$ die Zuschiebung für jeden Sägenhub in mm,
D den Durchmesser der Kreissäge bzw. der Bandsägenrolle in mm,
L die freie Länge (von Stützpunkt zu Stützpunkt) der gespannten Säge in mm,
P den Schnittwiderstand in kg.

Es ist zu unterscheiden zwischen Sägen mit geschränkten Zähnen und solchen, bei denen jeder Zahn für sich die volle Schnittweite erzeugt. Die Zahnteilung für geschränkte Zähne ist zu

$$t = 4\sqrt{\frac{1}{2}\,(0{,}6 \text{ bis } 0{,}02)}\;\sqrt{3h},$$

für vollschneidende (gestauchte oder eingesetzte) Zähne zu

$$t = 4\sqrt{1\,(0{,}6 \text{ bis } 0{,}02)}\;\sqrt{3h}$$

zu nehmen, in welchen Ausdrücken für h die gröfste vorkommende Holzhöhe, und in der Klammer unter dem Wurzelzeichen:

0,02 bis 0,1 für Bandsägen,
0,08 „ 0,4 „ Gattersägen,
0,1 „ 0,6 „ Kreissägen

zu setzen ist.

Für die zulässig gröfste Zuschiebung gilt dann allgemein:

$$\frac{v}{u} = \frac{\varDelta}{H} = 0{,}6\,\frac{t}{h}.$$

Man findet dieses Zuschiebungsverhältnis zum Beispiel:

bei Blockkreissägen	$v/u =$ 0,07	bis 0,007,
„ Trennsägen, Besäumsägen	$v/u =$ 0,02	„ 0,004,
„ Fein-Kreissägen	$v/u =$ 0,007	„ 0,001,
„ Block-Bandsägen	$v/u =$ 0,02	„ 0,002,
„ Bundgattern	$\varDelta/H =$ 0,03	„ 0,003,
„ liegenden Gattern	$\varDelta/H =$ 0,03	„ 0,003,
„ Furniersägen	$\varDelta/H =$ 0,002	„ 0,0005.

Die Zuschiebeeinrichtungen werden regelbar eingerichtet.

Gebräuchliche Schnittgeschwindigkeiten sind:

für langschneidende Kreissägen:

bei hartem, ästigem Holz	$u =$ 15	bis 30	m,
„ Eichenholz	$u =$ 20	„ 40	„
„ weichen Hölzern	$u =$ 30	„ 65	„
„ querschneidende Kreissägen	$u =$ 15	„ 30	„
„ langschneidende Bandsägen	$u =$ 20	„ 42	„
„ querschneidende „	$u =$ 10	„ 25	„

„ Gattersägen, wenn $u = \frac{2\,Hn}{60}$,

„ Voll- und schwere Mittelgatter	$u =$ 2,5	„ 3,5	„
„ leichte lotrechte Gatter	$u =$ 3,5	„ 4	„
„ liegende Gatter	$u =$ 4	„ 7	„

Der Hub der Gatter soll betragen $H \geqq h$, und der Schnittwiderstand der Sägen ist

$$P = (10 \text{ bis } 24)\, s h \frac{v}{u} \quad \text{oder} \quad P = (10 \text{ bis } 24)\, s h \frac{\Delta}{h}.$$

Die Blattdicke wählt man bei Kreissägen zu $s = 0{,}1 \sqrt{D}$, bei gespannten Sägen zu $s = \frac{L}{800}$ und die Anspannung bei Gattersägen zu $\mathfrak{S} = 800\, s^2$, bei Bandsägen zu $\mathfrak{S} = 400\, s^2$, wenn der Bandrollendurchmesser $D \geqq 1000\, s$ ist.

Der Widerstand gegen das Zuschieben des Holzes ist bei geraden Sägen etwa gleich dem Schnittwiderstand P, bei Kreissägen etwa $= 1{,}25\, P$; die Kraft für das Vorschieben eines Blockwagens (der einschliefslich des Blockes Q kg wiegt) beträgt etwa für gerade Sägen $0{,}006\, Q + P$, für Kreissägen $0{,}006\, Q + 1{,}25\, P$, und der verlorene Weg $\mathfrak{W}$, wenn für die Umkehr keine gröfsere Kraft angewendet werden soll, bei c m/sk Wagengeschwindigkeit:

$$\mathfrak{W} = \frac{Q c^2}{20\, P\, (1 \text{ bzw. } 1{,}25)}.$$

Für den **Arbeitsbedarf** der Sägen gibt Hartig an Hand der Gleichung:

$$N = N_0 + N_1,$$

in der N_0 die für den Leergang erforderliche Leistung in PS, N_1 die Nutzarbeit bezeichnet, die folgenden Werte an. In den Ausdrücken bezeichnet noch b die Schnittweite in mm, F die stündliche Schnittfläche (Schnitthöhe × Schnittlänge) in qm:

Kreissägen: $N = \frac{n D}{800} + \frac{b F}{14 \text{ bis } 28}$;

Bandsägen: $N_0 = 0{,}3$ bis 3 (dürfte jetzt bis 9 PS betragen),

$$N_1 = \left(37 + 0{,}0326\, b \frac{u}{v}\right) \frac{F}{1000} \text{ für Fichte,}$$

$$N_1 = \left(52 + 0{,}0412\, b \frac{u}{v}\right) \frac{F}{1000} \text{ „ Eiche,}$$

$$N_1 = \left(62 + 0{,}0485\, b \frac{u}{v}\right) \frac{F}{1000} \text{ „ Rotbuche;}$$

Gattersägen: $N_0 = 0{,}25$ bis 3 PS,

$$N_1 = \left(46 + 0{,}224\, b \frac{H}{\Delta}\right) \frac{F}{1000} \text{ für lufttrockene Fichte.}$$

Nach Hermanns Versuchen ist dagegen für Gattersägen bei **frischgeschärften** Sägenblättern:

$$N_1 = \frac{1}{20}\left[1 + \frac{b+3}{t}\left(4 + \frac{H}{100\, \Delta}\right)\right] F \text{ für Fichte,}$$

$$N_1 = \frac{1}{15}\left[1 + \frac{b+3}{t}\left(4 + \frac{H}{100\, \Delta}\right)\right] F \text{ „ Tanne,}$$

$$N_1 = \frac{11}{150}\left[1 + \frac{b+3}{t}\left(4 + \frac{H}{100\, \Delta}\right)\right] F \text{ „ Laubholz.}$$

Nach $z$stündiger Arbeit sollen diese Werte multipliziert werden mit:

$$\alpha = 1 + 0{,}145\,z - 0{,}005\,z^2$$

Trommelsägen, deren trommelförmige Sägen bis zu 1 m Achsenlänge haben, arbeiten mit höchstens 30 m sekundlicher Schnittgeschwindigkeit.

Schweifsägen haben 90 bis 180 mm Hub, machen minutlich etwa 450 bis 600 Hübe und gebrauchen etwa 0,5 PS.

c. Hobelmaschinen.

1. **Span- oder Furnierhobelmaschinen.** Das Holz dreht sich um seine Längsachse, während das Messer sich dieser Achse bei jeder Drehung des Werkstücks um die Spandicke nähert, oder das Holz ruht, während das Messer geradlinig hin und her geschoben und bei jedem Hub dem Werkstück um die Spandicke genähert wird. Bei ersteren Maschinen verschiebt sich das Messer auch, und zwar in seiner Längsrichtung langsam hin und her; bei letzteren liegt die Messerschneide schräg zur Schnittrichtung. Dicke der Späne 0,1 bis 6 mm; Schnittgeschwindigkeit 0,25 m/sk; bei 1 m breiten Schnitten beträgt die Betriebskraft etwa 2,5 PS.

2. **Querhobelmaschinen** und solche mit **scheibenartigen Messerköpfen** werden nur noch selten gebaut.

3. **Walzenhobelmaschinen.** Der Messerbahndurchmesser beträgt 90 bis 240 mm, die Schnittgeschwindigkeit 18 bis 24 m/sk und die Zuschiebung für jeden Schnitt 0,3 bis 1,5 mm. Bis zu etwa 180 mm Messerlänge können die Messerwalzen fliegend gelagert werden, bei gröfserer Länge bedürfen sie jedenfalls zweier Lager.

Die Werkstücke werden selten auf einem Tisch befestigt und mit ihm gegen den Messerkopf geführt.

Bei der gewöhnlichen **Abrichthobelmaschine** sind die beiden Tischhälften, über die man die Werkstücke führt, so in der Höhe zu verstellen, dafs ihre Oberflächen stets genau gleichlaufend bleiben. Die Gesamtlänge beider Tische beträgt etwa 1,8 bis 3 m. Die Zuschiebung erfolgt durch die Hand. Arbeitsbedarf etwa $1^1/_2$ PS.

Bei **Dickenhobelmaschinen** findet selbsttätige Zuschiebung statt, und zwar mittels Walzen, von denen je eine festgelagert ist, die gegenüberliegende angedrückt wird. Ist nur eine Messerwalze vorhanden, so genügt ein Paar Zuschiebe- oder Speisewalzen, während bei den gröfsten Maschinen — drei liegende Messerwalzen, zwei stehende Messerköpfe und Abziehmesser — vier Paar Speisewalzen nötig sind. Diese Walzen sind, soweit es möglich ist, gerieft und werden mit etwa 5 bis 10 kg für jedes cm Walzenlänge angedrückt. Gegenüber jedem Messerkopf befindet sich ein fester Tisch und vor dem Messerkopf eine Druckleiste, die auch Spanbrecher genannt wird und meistens gleichzeitig als Spanschirm dient.

Dickenhobelmaschinen für 500 mm breite Hölzer mit einer Messerwalze und 80 bis 120 mm sekundl. Zuschiebung gebrauchen 2 bis 3 PS, dsgl. mit einer liegenden und zwei stehenden Messerwalzen etwa 5 PS. Maschinen für 300 mm breite und bis 150 mm dicke Hölzer, mit drei liegenden und zwei stehenden Messerwalzen, mit Abziehmessern be-

dürfen bei 350 bis 800 mm sekundl. Zuschiebung 16 bis 20 PS. Letztere Maschinen sind gegen 6 m lang.

Diejenigen Dickenhobelmaschinen, deren Speisewalzen und zuweilen auch deren liegende Messerwalze einseitig oder fliegend gelagert sind, heifsen **Kehlhobelmaschinen.** Die Breite der zugehörigen Werkstücke beträgt 250 mm oder weniger. Die für eine solche Maschine, die 150 bis 200 mm breite Hölzer mit zwei wagerechten und zwei lotrechten Messerköpfen und im Mittel 250 mm/sk Zuschiebung bearbeitet, erforderliche Betriebskraft beträgt $3^1/_2$ bis 5 PS.

4. **Füge- und Nut- oder Spundmaschinen** enthalten zwei Messerköpfe, die nacheinander die beiden Fugenflächen der Werkstücke bearbeiten. Die Zuschiebegeschwindigkeit beträgt etwa 170 mm/sk und der Arbeitsbedarf $2^1/_2$ bis 4 PS.

d. Fräsmaschinen.

Mit diesem Namen bezeichnet man diejenigen Holzbearbeitungsmaschinen, welche kleinere profilierte Flächen bearbeiten und mit diesen Zwecken angepafsten, sehr verschiedenen Messerköpfen arbeiten. Der Durchmesser der Messerköpfe oder Fräser liegt im allgemeinen zwischen 90 und 500 mm, doch kommen auch scheibenartige Messerköpfe oder dickwandige Kreissägen von weit gröfserem Durchmesser vor. Die Umlaufzahlen werden so grofs wie möglich genommen, bei sehr kleinen Messerköpfen bis zu 25 000 minutlich.

Besonders zu nennen sind:

1. **Tischfräsmaschinen.** Der lotrechte Fräskopf ragt über einen Arbeitstisch hervor, dreht sich minutlich 4- bis 6000 mal und gebraucht etwa 1,5 PS als Betriebskraft.

2. **Stuhlfräser.** Der Fräser ist wagerecht angeordnet; Drehungszahl und Kraftbedarf sind wie bei dem Tischfräser.

3. **Zapfen- und Zinkenschneid- und Schlitzmaschinen.** Sie sind nach sehr verschiedenen Grundsätzen gebaut.

4. **Schnitzmaschinen** oder **Kopiermaschinen,** deren Anordnung und Gröfse aufserordentlich mannigfaltig ist, seien hier nur erwähnt.

e. Drehbänke.

Die Holzdrehbänke unterscheiden sich zunächst durch ihre leichte Bauart von den Metalldrehbänken. Ferner sitzt auf dem Schwanzende der Arbeitspindel, das Bett überragend, eine Planscheibe für Werkstücke grofsen Durchmessers. Die Reitstockspitze wird oft drehbar gemacht. Es gibt eine Zahl von Sonderzwecken angepafsten Drehbankeinrichtungen. Die Spindeldrehungen betragen bis zu 2000 in der Minute.

f. Schleifmaschinen.

Sie dienen ausschliefslich zum Glätten der Werkstücke. Ihre Schleifflächen bestehen aus Glas- oder Flintsteinpapier, das auf Walzen oder Scheiben geleimt oder nur aufgespannt ist, oder aus bandförmigem Papier, das längs Schleifklötzen gezogen wird. Auch wird das Werkstück bewegt, während die Hand des Arbeiters das Schleifpapier andrückt.

g. Maschinen zum Erzeugen von Löchern.

1. Runde Löcher werden mittels gewöhnlicher Schrauben-(Spiral-) Bohrer erzeugt, denen meistens die Einziehschraube fehlt. Die Holz**bohrmaschine** weicht einmal durch ihren leichten Bau, ferner aber dadurch von der Metallbohrmaschine ab, dafs die Zuschiebung (0,5 bis 2 mm für jede Bohrerdrehung) meist von Hand stattfindet. Auch ist die Geschwindigkeit des Holzbohrers sehr grofs, indem schon bei gewöhnlichen Bohrmaschinen 2500 bis 4000 Uml./min vorkommen.

2. Bei **Langlochbohrmaschinen** werden ähnliche Geschwindigkeiten verwendet. Den Langlochbohrmaschinen ist meist ein mittels der Hand zu verschiebendes „Viereisen" angefügt, durch das die Rundungen der Lochenden eckig weggestochen werden.

3. Eigentliche **Stemmaschinen** bestehen aus einer Lochbohrmaschine, die zur Herstellung eines rechteckigen Loches zunächst einige runde Löcher erzeugt, dem minutl. etwa 180 bis 240 Stöfse ausübenden Viereisen und dem Schlitten, auf dem die Werkstücke befestigt werden. Die hin und her gehende Bewegung des Viereisens erfordert ein Schwungrad, das man mit einer Bremse versieht, um es rasch zur Ruhe zu bringen.

4. Die **Greenley-Stemmaschine** drückt die Schneidkanten einer aufsen quadratischen Röhre mit etwa 60 mm/sk Geschwindigkeit in das Holz, während ein im Inneren der Röhre minutl. 2500- bis 4000mal kreisender Schraubenbohrer die Späne nach hinten fortschafft. Ein längliches Loch erfordert mehrere nebeneinandergelegte Stiche. Die kleinste Weite eines solchen Loches beträgt 8 mm.

5. Eine über zwei Rollen gelegte und allmählich in das Holz gesenkte **Kettensäge** erzeugt die rechteckigen Löcher sehr rasch, liefert aber nur rohe Arbeit.

II. Hebemaschinen.

A. Antrieb.

a. Handantrieb.

Anwendungsgebiet. Hebemaschinen mit Handantrieb — sogenannte **Hebezeuge** — sind nur wirtschaftlich, wenn die Betriebszeit weniger als eine Viertelstunde im Tage beträgt, weil andernfalls die Lohnkosten gröfser ausfallen als die Besitzkosten des Motors + Stromkosten (Abb. 45). Handantrieb heutzutage daher meist nur noch für **kurzhubige** und für **tragbare** Hebemaschinen — Zahnstangenwinden und Kettenzüge —.

Kurbel und Haspelrad. Handantrieb durch **Kurbel,** wenn Lagerung der Kurbelwelle 1 m über Boden möglich; Handantrieb durch **Haspelrad** bei Hängewinden.

Leistung des Kurbelantriebs und des Haspelantriebs S. 2, Ausführung der Kurbel I. Bd. 6. Abschn. Maschinenteile: Kurbeltrieb.

Bremsen. Bei Hebezeugen, deren Hub nicht mehr als etwa 5 m beträgt, werden zweckmäfsig **Lastdruckbremsen** angewendet, die zwar Herabhaspeln erfordern, aber bei zweckmäfsiger Bauart grofse Sicherheit gewähren. Bei den Lastdruckbremsen werden die Reibflächen durch eine Kraft zusammengeprefst, die in gleichem Verhältnis mit der Last wächst und so bemessen ist, dafs der Bremswiderstand um $^1/_5$ bis $^1/_3$ gröfser als der Lastzug ist. Beim Heben wird die Bremse durch ein Gesperre abgeschaltet. Beim Senken mufs der Ueberschufs: Bremswiderstand—Lastzug durch den Antrieb überwunden werden, d. h. es mufs herabgehaspelt werden.

Abb. 45.

Bekannte Ausführungen: Schnecken-Lastdruckbremse nach Becker, Schrägzahn-Lastdruckbremse nach Windhoff und Gewinde-Lastdruckbremse nach Weston.

Schnecken-Lastdruckbremse nach Becker (Abb. 46). Der Achsialdruck der Schnecke a wird auf eine mit ihr starr verbundene Reibscheibe b übertragen, die sich gegen ein Sperrrad c abstützt.

Abb. 46.

Auf die Schnecke mit dem Steigungswinkel α wirken die Kräfte N, R, N_1 und R_1, die, auf den Teilkreishalbmesser r_3 bezogen, in dem Kräfteplan Abb. 47 vereinigt sind. Zum Senken ist eine Kraft S erforderlich.

Abb. 47.

Aus dem Kräfteplan ergibt sich S, gemessen am Wellenhalbmesser r_2, zu

$$S = Z \sin\alpha \left[\cos\alpha\left(\frac{r_1}{r_2}\mu_1\mu - \frac{r_3}{r_2}\right) + \sin\alpha\left(\frac{r_1}{r_2}\mu_1 + \frac{r_3}{r_2}\mu\right)\right],$$

wobei Z der Zahndruck, r_1 der Halbmesser der Reibfläche, r_2 der Welle, r_3 der Schnecke, μ der Reibungswert der Schnecke und μ_1 der der Reibfläche ist. Bei gleichbleibendem μ_1 und μ_2 würde also die Senkkraft S in gleichem Verhältnis mit der Nutzlast wachsen. Ist die Bremsfläche kegelförmig, so vergröfsert sich durch die Keilwirkung das Bremsmoment entsprechend dem Kegelwinkel.

Abb. 48.

Schrägzahn-Lastdruckbremse nach Windhoff (Abb. 48). Der Zahndruck des Ritzels a wird infolge der schiefen Stellung der Zähne auf mehrere mit der

Ritzelwelle verbundene Reibscheiben bb übertragen, die sich gegen die Lamellen des Sperrades c abstützen.

Abb. 49.

Auf die Ritzelwelle wirken die Kräfte N, N_1 und R_1, die, auf den Ritzelhalbmesser r_3 bezogen, in dem Kräfteplan Abb. 49 dargestellt sind. Zum Senken ist eine Kraft S am Wellenhalbmesser r_2 erforderlich. Aus dem Kräfteplan folgt S, gemessen am Ritzelhalbmesser r_3, mit

$$S = Z \cos\alpha \left[n \frac{r_1}{r_2} \mu_1 \sin\alpha - \frac{r_3}{r_2} \cos\alpha \right],$$

wobei r_1 der Halbmesser der Reibfläche, r_2 der Welle, r_3 des Ritzels, n die Zahl der Reibflächen, μ_1 ihre Reibungszahl und α der Zahnwinkel ist. Bei gleichbleibendem μ_1 würde auch S in gleichem Verhältnis mit der Nutzlast zunehmen.

Abb. 50.

Gewinde - Lastdruckbremse nach Weston (Abb. 50). Die Kettennufs a (oder

Abb. 51.

die Seiltrommel oder das Ritzel) ist mit einer Reibscheibe b starr verbunden und auf einem Gewinde lose drehbar. Die Reibscheibe b liegt an einem lose drehbaren Sperrad c an, das von einer zweiten Reibscheibe d abgestützt wird, die auf der Welle befestigt ist.

Bedingung ist zunächst, dafs die durch die Last L hervorgerufene Gewindereibung R_e kleiner ist als die Lagerreibung R_a (Abb. 51), da andernfalls die Nufs sich nicht gegen die Reibfläche schrauben, sondern mit der Welle abschnurren würde.

Weitere Bedingungen unter g. Elektrischer Antrieb (S. 391).

Bei der Konstruktion ist darauf zu achten, dafs die Gewindereibung möglichst klein wird. Dort, wo das Gewinde staubig oder rostig werden kann — also in Giefsereien und im Freien —, ist die Gewindebremse nicht zu verwenden.

Bei den **Sicherheitskurbeln** werden durch eine geringe Rückwärtsdrehung der Kurbel die Reibflächen gelüftet. Sicherheitskurbeln sind nur für Hebezeuge mit einem Hub von mehr als etwa 5 m vorteilhaft. Bei grofsem Hub ist aber der elektrische Antrieb fast immer wirtschaftlicher als der Handantrieb; Sicherheitskurbeln werden daher kaum mehr angewendet.

Zahnstangenwinden. Tragkraft 1 bis 20 t. Hub 0,25 bis 0,5 m. Möglichst geringes Eigengewicht notwendig, daher hochwertiger und hochbeanspruchter Baustoff erforderlich. Windengestell aus Schmiedeeisen oder Stahlgufs. Ein- oder mehrfaches Rädervorgelege oder Schneckenantrieb. Trieblinge vierzähnig aus Vierkantstahl, gehärtet. Wirkungsgrad 0,4 bis 0,6.

Kettenzüge. Tragkraft 0,5 bis 10 t. Hub 3 bis 6 m. Möglichst geringes Eigengewicht erforderlich, daher hochwertiger und hochbeanspruchter Baustoff. Differential-Kettenzug nach Weston veraltet, weil starker Verschleifs der Ketten und Kettenräder und sehr niedriger Wirkungsgrad. Ersetzt durch Schnecken-Kettenzüge nach Becker. Zweigängige Schnecke aus Stahl geschmiedet mit Bronze-Schneckenrad und mit Fettschmierung. Wirkungsgrad bis 0,52. Gestell aus Schmiedeeisen (Abb. 52). Kalibrierte Kette 0,5 bis 5 t. GallscheKette für 5 bis 10 t. Schnecken-Lastdruckbremsen nach Becker. Bremsfläche eine Kegelfläche bei der Ausführung von Becker, zwei ebene Flächen bei der Ausführung von Piechatzek, eine Zylinderfläche bei Bolzani.

Abb. 52.

Abb. 53.

Schraubenflaschenzüge mit Drucklagerbremse

von E. Becker in Berlin.

	ohne lose Rolle		mit loser Rolle								
Gröfste Tragkraft . . . . kg	300	500	600	1000	1500	2000	3000	4000	5000	6000	7500
Gewicht mit Ketten für 3 m Hub . . . . kg	22	28	28	37	46	65	78	100	120	160	195
Gewicht der Last und Handketten f. 1 m gröfsere Hubhöhe . . kg	2,5	3	3,5	4,5	5	7	8	10	12	14	16,5
Ganze Länge in zusammengezogenem Zustande (Innenkante bis Innenkante Haken oder Traverse) . . . . mm	450	500	600	740	800	900	1000	1120	1200	1500	1300
Ketteneisendicke . . . . mm	7	8	7	8	9	10,5	12	14	16	17,5	18,5

Neuerdings Kettenzüge mit Nickelstahl-Stirnrädern nach Windhoff (Abb. 53 S. 385). Sehr hoher Wirkungsgrad — bis 0,9 —, vollständig eingekapselte Zahnräder, geringes Gewicht, geringe Bauhöhe, unempfindlich gegen Staub und Rost. Schrägzahn-Lastdruckbremse nach Windhoff. Bremsfläche aus Lamellen zusammengesetzt, daher sehr grofs, Abnutzung entsprechend klein.

Stirnradflaschenzüge

von Piechatzek in Berlin.

Tragkraft . . . . . kg	250	500	750	1000	1500	2000	2500	1000	1500	2000	3000	4000	5000
Gewicht . . . . . „	19	25	34	45	65	85	106	35	43	60	85	112	140
Gewicht für je 1 m Hub mehr . . . . . kg	2,5	2,5	3	3,5	4,5	6	7	4	5	6	8,5	10,5	12,5
Bauhöhe, Innenkante Haken bis Innenkante Haken . . . . . mm	280	350	360	390	450	470	530	550	600	690	780	830	920
Aufsendurchm. des Haspelrades	160	210	250	304	378	378	450	210	250	304	378	378	450
Erforderliche Zugkraft an der Kette . . . . kg	25	30	33	35	46	62	62	30	33	35	46	62	62
Lastkette . . . . . mm	8	8	9,5	11	12,5	14	14,5	8	0,5	11	12,5	14	14,5
	Ohne lose Rolle.							Mit loser Rolle.					

b. Transmissionsantrieb.

Anwendungsgebiet. Zweckmäfsig nur dort, wo eine laufende Transmission zu anderen Zwecken bereits vorhanden ist; daher nur für Winden und Aufzüge in Werkstätten verwendbar. Die Leistung ist begrenzt durch das Kupplungsglied.

Keilnuträder. Getriebe rd. 250 mm Durchm., Gegenrad 1000 bis 1500 mm Durchm. Bis zu 4 Rillen. Uebertragbare Umfangskraft rd. 25 kg für eine Rille. Zulässige Umfangsgeschwindigkeit bis zu 4 m/sk. Daher höchste Leistung $\frac{100 \,.\, 4}{75} = 5$ PS. Die Keilnuten der beiden Räder dürfen nicht mehr als 5 mm ineinandergreifen, da andernfalls starker Verschleifs eintritt. Die Einkupplung erfolgt durch Aneinanderpressen der Räder, also stofsweise. Winden mit Keilnuträdern sind daher nur für Lastgeschwindigkeiten bis zu 0,4 m/sk verwendbar.

Reibkupplungen, Schlitzringkupplungen nach Stuckenholz. Geschlitzter Ring aus Gufseisen, besser aus Manganbronze, wird so hergestellt, dafs er nach innen federt und sich in gelöstem Zustand auf einen zylindrisch abgedrehten Gufskörper auflegt. Durch einen Spreizkeil werden die Enden des Ringes auseinandergedrückt, so dafs sich der Ring mit gleichmäfsigem Druck an einen zylindrischen Hohlkörper aus Gufseisen anlegt. Reibungswert rd. 0,1. Bremsbandkupplungen bei amerikanischen Ausführungen: Ein mit Pappelhirnholz besetztes Stahlband wird über eine gufseiserne Scheibe gespannt. Nur in Räumen verwendbar, die nicht feucht sind, weil das Holz hygroskopisch ist. Reibungswert rd. 0,2. Bei beiden Arten von Kupplungen darf die Pressung auf nicht mehr als $p = 5$ bis 7 at steigen, weil der Reibungswert bei steigender Pressung beträchtlich sinkt. Zulässige Umfangsgeschwindigkeit bis zu $v = 3$ m/sk. Zulässige Leistung $p v = 8$ bis 5. Schlitzringkupplungen von 400 mm Durchm. übertragen daher bis zu

10 PS, Bremsbandkupplungen von 800 mm Durchm. bis zu 30 PS. Gröfsere Belastung verkürzt die Lebensdauer.

Fest- und Losscheibe. Einfacher Riemen bis zu 150 mm verwendbar. Zulässige Belastung bis zu 7 kg auf 1 cm Riemenbreite. Riemengeschwindigkeit höchstens 10 m/sk mit Rücksicht auf die Riemengabeln. Höchste übertragbare Leistung daher bis zu 15 PS.

Bremsen. Bei Schneckenübersetzung ist Antrieb durch offenen und gekreuzten Riemen oder durch Wendegetriebe mit zwei Reibkupplungen notwendig, um den leeren Haken zu senken. Gewährt ver-

Abb. 54.

Abb. 55.

Abb. 56.

Betriebsicherheit, weil die Senkgeschwindigkeit nie überschritten werden kann. Zum Festhalten der Last genügt eine Bremse, die durch Belastungsgewicht geschlossen und durch ein mit der Riemensteuerung ver-

Abb. 57.

bundenes Gestänge sowohl beim Heben wie beim Senken gelüftet wird. Abb. 54 zeigt das Schema der Schaltung. Die Riemensteuerung mufs so eingerichtet sein, dafs der offene Riemen stillsteht, während der gekreuzte verschoben wird und umgekehrt; erreichbar durch Kurvenscheibe oder Kurventrommel (Abb. 55). Würden beide Riemen

gleichzeitig verschoben, so müfsten die Losscheiben doppelte Breite haben. Wendegetriebe mit Schlitzringkupplungen nach Abb. 56 S. 387.

Bei Stirnradantrieb sinkt der leere Haken bei gelüfteter Bremse von selbst. Es genügt daher ein einfacher Riemen. Dagegen mufs die Bremse als Sperradbremse ausgebildet sein, damit eine schwebende Last beim Anheben nicht vorübergehend zurücksinkt. Abb. 57 S. 387 zeigt das Schema der Schaltung. Einzelausbildung der Sperradbremse siehe: Elektrischer Antrieb. Einfacher Riemen nur zulässig, wenn der Steuermann die sinkende Last beobachten kann, weil andernfalls gefährliche Ueberschreitung der Senkgeschwindigkeit möglich; für Aufzüge daher stets Antrieb durch offenen und gekreuzten Riemen erforderlich.

c. Antrieb durch Verbrennungsmotoren.

Anwendungsgebiet. Zweckmäfsig überall dort, wo elektrischer Strom nicht verfügbar ist: auf Baustellen, bei vorübergehender Aufstellung. Da Verbrennungsmotoren nicht belastet anlaufen, so sind die Bedingungen dieselben wie beim Transmissionsantrieb: Reibkupplungen oder Fest- und Losscheibe erforderlich, daher Leistung begrenzt auf höchstens 15 PS.

Motor. Gedrängter Bau, geringes Eigengewicht und erschütterungsfreier Lauf erwünscht; zweckmäfsig daher raschlaufende zwei- oder besser vierzylindrige Motoren, wie für Automobile gebräuchlich. Geschwindigkeitsregelung in beschränktem Mafse durch Zündungsverstellung möglich.

Bremsen wie bei Transmissionsantrieb.

d. Dampfantrieb.

Anwendungsgebiet. Dampferzeugung in einem besonderen Kessel nur noch selten angewendet wegen mangelnder Betriebsbereitschaft. Dampferzeugung aus einer zu anderen Zwecken vorhandenen Kesselanlage bei Fördermaschinen, Schiffswinden und Schwimmkranen. Lange Dampfleitungen bedingen grofse Unterhaltungskosten und Dampfverluste.

Abb. 58.

Dampfmaschine. Anlauf unter Last bei jeder Kurbelstellung notwendig. Daher Zwillingsmaschine mit Kurbeln unter 90° versetzt; Füllung nicht kleiner als 0,75 des Hubes. Dampfzylinder zu bemessen für Anlauf bei ungünstigster Kurbelstellung; letztere tritt ein, sobald der Schieber des einen Zylinders den Eintrittskanal abgeschlossen hat (Abb. 58).

$$\text{Verfügbares Anlaufmoment} = \frac{D^2 \pi}{4} p_a (fs - 0{,}5\, s),$$

wobei D = Zylinderdurchmesser, p_a = Anfangspressung, f = Füllung, s = Hub. Sobald der Anlauf erfolgt ist, mufs der Dampf gedrosselt werden, um Durchgehen der Maschine zu verhüten. Umlaufzahl der Maschine nicht über 200, um Erschütterungen zu vermeiden. Kon-

struktive Ausführung einfachster Art: einfacher Muschelschieber. Umsteuerung nur bei Schiffswinden, die für Zwecke aller Art — Verholen — gebraucht werden; bei kleineren Maschinen durch Wechselschieber; bei gröfseren durch Stephensonkulisse.

Abb. 59.

Bremsen. Die verbreitetste, aber unzweckmäfsigste Schaltung zeigt Abb. 59. Das Bremsband wird durch einen Tritt angezogen und durch eine Sperrklinke festgehalten, das Ritzel ist ausschiebbar. Zum Heben und Senken sind vier Griffe zu bedienen: das Absperrventil, der Ritzelhebel, der Bremstritt und die Sperrklinke.

Vollkommener ist die Schaltung nach Abb. 60. Das Bremsband der Sperradbremse wird durch ein Gewicht angezogen und durch einen Tritt gelüftet, das Ritzel ist ausschiebbar. Hier sind nur drei Griffe erforderlich: das Absperrventil, der Ritzelhebel und der Bremstritt. Das Festhalten der Last in gehobener Stellung ist hier zuverlässiger.

Abb. 60.

Abb. 61.

Die einfachste Lösung gewährt die Schaltung nach Abb. 61. Die Bremse ist als eine Reibkupplung ausgebildet, die zwischen Trommel und Stirnrad eingeschaltet ist; das Ausschieben des Ritzels wird hier daher erspart. Die Kurbelwelle wird durch eine Sperrklinke gegen Rücklauf gesichert. Die Bedienung beschränkt sich auf zwei Griffe: das Absperrventil und den Bremshebel. Die Reibkupplung wird meist als gufseiserne Scheibe ausgebildet, die von einem holzgefütterten Bremsband umschlungen wird.

e. Druckluftantrieb.

Anwendungsgebiet. Förderhaspel in Bergwerken, in denen Druckluft-Gesteinbohrmaschinen gebraucht werden. Zwillingsmaschine wie bei Dampfbetrieb; Auspuffölfnungen unmittelbar am Schieberkasten, keine Rohrstutzen, damit der bei der Expansion entstehende Schnee entweichen kann. Diese Drucklufthaspel werden mehr und mehr durch elektrisch betriebene Haspel ersetzt, die wirtschaftlicher arbeiten und neuerdings auch schlagwettersicher gebaut werden.

Hebemaschinen mit unmittelbar wirkendem Hubzylinder in Werkstätten, die mit Druckluftwerkzeugen arbeiten. Genaues Festhalten der Last nur möglich, wenn der Luftzylinder mit einem Oelbremszylinder ausgerüstet ist. Grofse Bauhöhe. Nur auf sehr kurze Strecke fahrbar, weil Luftzufuhr durch Gummischlauch erforderlich. In Amerika verwendet. Verdrängt durch elektrischen Betrieb.

f. Druckwasserantrieb.

Anwendungsgebiet. Nur noch bei unmittelbar wirkenden kurzhubigen feststehenden Hebemaschinen dort, wo Druckwasser zu anderen Zwecken — Pressen — bereits vorhanden ist. Sonst überall durch den wirtschaftlicheren elektrischen Betrieb verdrängt.

Druckhaltung. Durch Hochbehälter. Die Pumpe fördert in einen möglichst hoch aufgestellten Behälter, aus dem das Druckwasser den Hebemaschinen zuströmt. Wasserpressung beschränkt auf 1 bis 2 at in ebenem Gelände. Sehr weite und kostspielige Rohrleitungen, grofse Druckverluste. Beispiel: Aufzüge, die an städtische Wasserleitungen angeschlossen sind; sie werden kaum mehr ausgeführt, weil der elektrische Betrieb wirtschaftlicher und einfacher.

Druckhaltung durch Windkessel. Die Pumpe drückt in einen Windkessel (genieteter Walzenkessel), dessen Luftraum so grofs sein mufs, dafs die durch Zusammenpressung der Luft entstehende Schwankung des Wasserdrucks den Betrieb nicht stört. Wasserpressung beschränkt auf 10 at wegen der Absorption der Luft durch das Wasser bei höherem Druck. Beispiel: Aufzüge in Gasthöfen und Warenhäusern mit elektrisch betriebener Pumpe. Werden noch ausgeführt, arbeiten aber unwirtschaftlicher und erfordern mehr Instandhaltung als unmittelbar elektrisch betriebene Aufzüge.

Druckhaltung durch Akkumulator. Die Pumpe prefst das Wasser in einen Zylinder, dessen Kolben durch ein Gewicht belastet ist. Wasserpressung 50 at, in Ausnahmefällen 100 at; darüber hinaus Dichtungsschwierigkeiten. Enge Rohrleitung zulässig, daher Entfernungen bis zu 500 m möglich, geringe Druckverluste. Zulässige Wassergeschwindigkeit = 1 bis 2 m/sk. Beispiel: kurzhubige Hebemaschinen von sehr grofser Tragkraft mit elektrisch betriebener Pumpe in Stahlwerken; werden durch elektrischen Betrieb verdrängt. Anlagen mit ausgedehnten Rohrnetzen werden nicht mehr ausgeführt, weil Kabelnetze billiger sind, viel weniger Unterhaltung erfordern und freie Beweglichkeit der Hebemaschinen zulassen.

Treibzylinder. Bei Pressungen bis zu 10 at Scheibenkolben des gedrängteren Baues wegen bevorzugt; darüber hinaus Tauchkolben, um die Dichtung überwachen zu können. Einfachste und zweckmäfsigste Dichtung für Kolben und Stopfbüchsen: **U**-förmige Lederstulpen. Dichtung für die Flanschen: Rundgummi in keilförmiger Nut. Zahl der Flanschenschrauben = 2 bis 4. Als Steuerorgane werden Kolbenschieber mit Lederstulpen benutzt, die in siebartig durchlöcherten Rotgufsbüchsen laufen, und zwar bis zu 10 at Wasserpressung. Darüber hinaus Flachschieber aus harter Bronze mit grofser Durchflufsgeschwindigkeit bis zu 20 m/sk. Infolge der Schieberdrosselung steigt die Hubgeschwindigkeit mit abnehmender Last, was für den Betrieb

vorteilhaft ist (Abb. 62). Durch genügend kleinen Schieberquerschnitt kann man einer übermäfsigen Geschwindigkeit des leeren Hakens vor-

Abb. 62. Abb. 63. Abb. 64. Abb. 65.

Hub-geschwindigkeit
Last
Senk-geschwindigkeit
Tragkraft

beugen. Die Senkgeschwindigkeit verringert sich mit abnehmender Last, was unvorteilhaft ist.

Uebersetzung. Zahnstange und Ritzel aus gehärtetem Stahl und mit geschnittenen Zähnen geben in Verbindung mit Scheibenkolben gedrängten Bau und guten Wirkungsgrad. Rollenzüge mit Drahtseilen und Rollen von grofsem Durchmesser lassen sich mit Tauchkolben gut vereinigen, geben aber um so geringeren Wirkungsgrad, je gröfser die Rollenzahl ist.

Wasserersparnis. Einfache Treibzylinder verbrauchen für kleine Lasten ebensoviel Wasser wie für die Höchstlast. Treibzylinder mit Differentialkolben (Abb. 63 u. 64) heben den leeren Haken mit Druckwasserfüllung in beiden Räumen, also mit einem Wasserverbrauch, der dem Unterschied beider Kolbenflächen entspricht; Lasten werden mit Druckwasserfüllung im Hauptraum und mit Abwasserfüllung im Ringraum gehoben.

Gruppenzylinder werden zweckmäfsig so angeordnet (Abb. 65), dafs die beiden äufseren Kolben zusammen ein Drittel der Höchstlast heben, der mittlere Kolben allein zwei Drittel und alle Kolben zusammen die Höchstlast tragen. Ineinandergesteckte Zylinder werden nicht mehr ausgeführt, weil sie unzugängliche Dichtungen besitzen.

g. Elektrischer Antrieb.

Anwendungsgebiet. Die Wirtschaftlichkeit, Betriebsbereitschaft, Beweglichkeit, Betriebssicherheit und Steuerfähigkeit des elektrischen Antriebs haben diesem für Hebemaschinen nahezu zur Alleinherrschaft verholfen. Voraussichtlich werden alle anderen Antriebe bis auf einige Ausnahmefälle verschwinden.

Elektromotoren. G l e i c h s t r o m. Ueberall dort, wo der Steuermann die Last beobachten kann und wo negative Belastungen nicht vorkommen, ist der H a u p t s t r o m m o t o r der geeignetste Motor für Hebe-

maschinen wegen seines grofsen Anlaufmoments und wegen der selbsttätigen Anpassung der Geschwindigkeit an die Belastung. Der Nebenschlufsmotor ist dort zu verwenden, wo der Führer die Last nicht sehen kann und wo negative Belastung eintritt; dies trifft zu bei allen Aufzügen, deren Nutzlast zum Teil durch Gegengewicht ausgeglichen ist, und bei allen zweitrümigen Förderhaspeln. Für Aufzüge, bei denen genaues und sanftes Anhalten gefordert wird, ist besonders zweckmäfsig der Nebenschlufsmotor, dessen Umlaufzahl durch Feldregelung in den Grenzen 1 : 2 eingestellt werden kann; Ausgleich der Ankerrückwirkung durch Wendepole oder gleichartig wirkende Mafsnahmen. Bei grofsen Leistungen $>$ 40 PS und gleichzeitig stark schwankender Belastung — Ankerwinden — empfiehlt sich die Anordnung von zwei Motoren in Reihenparallelschaltung. Nebenschlufsmotoren mit Leonard-Umformer sind zweckmäfsig dort, wo sehr grofse Leistungen verlangt werden — Fördermaschinen —, und dort, wo sehr grofse Dauerhaftigkeit bei angestrengtem Betrieb gefordert werden mufs — Gichtaufzüge —.

Drehstrom. Der normale Drehstrommotor verhält sich wie der Nebenschlufsmotor. Da er nicht wie der Hauptstrommotor seine Geschwindigkeit bei kleiner Belastung steigert, so mufs er so gewählt werden, dafs seine Geschwindigkeit derjenigen entspricht, die bei leichten Lasten verlangt wird. Für kleine Leistungen (Schwenk- und Fahrbewegung) sind Kurzschlufsmotoren mit grofsem Ankerwiderstand verwendbar.

Einphasenstrom. Der Reihenmotor verhält sich ähnlich wie der Hauptstrommotor, nur ist das Anlaufmoment geringer und die Geschwindigkeitssteigerung bei abnehmender Belastung kleiner als beim Hauptstrommotor. Der Repulsionsmotor ist dort anzuwenden, wo bei Gleichstrom der Nebenschlufsmotor gewählt wird.

Anlasser. Dauerhaftigkeit bei angestrengtem Betrieb erforderlich. Meist Walzenanlasser mit Metallkontakten und Funkenlöschung. Auch Kohlenkontakte mit Funkenlöschung.

Stromzuführung. Biegsames Kabel, wenn die Hebemaschine nur selten den Platz wechselt. Blanke Kontaktleitung mit Gleitschuhen oder Rollen bei geradliniger Verschiebung. Schleifringe bei Drehkranen. Ausspringen des Stromabnehmers mufs sorgfältig verhütet werden.

Uebersetzung. Unmittelbare Kupplung von Elektromotor ($n = 40$ bis 60) und Seiltrommel bei grofsen Hubgeschwindigkeiten — 10 bis 20 m/sk —. Einfache Stirnradübertragung mit sehr langsam laufendem Motor ($n = 200$ bis 300) bei Hubgeschwindigkeit von 2 bis 10 m/sk — Förderhaspel —. Doppelte Stirnradübertragung mit langsam laufendem Motor ($n = 400$ bis 600) bei Hubgeschwindigkeit von 0,5 bis 2 m/sk und angestrengtem Betrieb — Kaikrane und Krane in Hüttenwerken —. Uebertragung mit zweigängiger Schnecke und schnellgehendem Motor ($n = 700$ bis 900) bei geringer Hubgeschwindigkeit — Werkstättenkrane — und dort, wo völlig geräuschloser Gang verlangt wird — Aufzüge —. Ritzel auf Motorwelle aus Rohhaut, Gegenrad aus Gufseisen oder Stahlgufs mit $k = 8$ bis 12 bei $b = 3$ bis 4 t. Oder Ritzel aus gehärtetem Siemens-Martin-Stahl, Gegenrad aus Stahlgufs, beide in Oel laufend, mit $k = 15$ bis 30 bei $b = 3$ bis 4 t. Schnecke

aus gehärtetem Stahl mit Gegenrad aus Phosphorbronze in Oelbad, mit $k = 30$ bis 90 bei $b = 1,5$ t.

Bei Bemessung des Elektromotors ist die Masse der Bremsscheiben und Kupplungen auf der Ankerwelle zu berücksichtigen, die Anlaufzeit t_a ist zu 2 bis 4 sk anzunehmen; die Geschwindigkeitskurve im Zeitdiagramm (Abb. 66) verläuft bei Hauptstrommotoren parabolisch, daher Anfangsbeschleunigung

$$p_a = \operatorname{tg} \alpha = \frac{2\,v}{t_a}.$$

Abb. 67.

Abb. 66.

Bremsen. Der allgemeine Vorgang wird durch Abb. 67 gekennzeichnet: Vor Beginn des Senkens mufs der Bremswiderstand B_h gröfser als die durch die Nutzlast N abzüglich der Triebwerksreibung R ausgeübte Kraft $N-R$ sein, damit die Last mit ausreichender Sicherheit gehalten wird. Während der Anlaufzeit t_a mufs der Bremswiderstand vermindert oder ganz aufgehoben werden, damit die Masse der sinkenden Last und der Triebwerkteile auf die Senkgeschwindigkeit v beschleunigt werden kann. Sobald die höchst zulässige Geschwindigkeit erreicht ist, mufs der Bremswiderstand wieder auf $N-R$ erhöht werden. Eine weitere Vergröfserung auf B_e mufs während der Endlaufzeit t_e eintreten, damit die Massen der Nutzlast und des Triebwerks bis zu $v = 0$ verzögert werden. Schliefslich mufs die Last wieder durch einen Bremswiderstand $B_h > N-R$ gehalten werden.

Die Bremse mufs daher vor und nach dem Senken die Lasten halten und während der Endlaufzeit die Last verzögern — **Stoppbremse** —, und sie mufs während des Beharrungszustandes die Arbeit der sinkenden Last aufnehmen — **Senkbremse** —. Die Stoppbremse mufs immer eine mechanische Bremse sein; als Senkbremse kann auch der Elektromotor dienen, wenn er entsprechend geschaltet wird.

Abb. 68.

Daumen-Stoppbremse. Abb. 68 stellt den Grundgedanken dar. Auf eine Triebwerkwelle wird eine Bremsscheibe aufgekeilt, deren Bremsklötze oder Bremsband durch Gewicht oder Feder geschlossen werden. Ein mit dem Anlasser gekuppelter Doppeldaumen lüftet die Bremse

sowohl während des Hebens wie während des Senkens. Da die Gleichzeitigkeit der Bremslüftung mit dem Motoranlauf zu Beginn des Hebens nur mangelhaft gesichert ist, so eignet sich die Daumen-Stoppbremse nur für Hebemaschinen mit Schneckenübertragung; denn auch bei steilgängiger Schnecke tritt der Rücklauf nicht sofort ein. Wegen des erforderlichen Gestänges zwischen Anlasser und Bremse ist diese nur dort verwendbar, wo der Steuermann unmittelbar neben

Abb. 69.

Abb. 70.

Abb. 71.

der Winde stehen kann, also nur für „Nahsteuerung". Ausführungen: Abb. 69: Doppelklotzbremse mit Einstellung; Abb. 70: Doppelklotzbremse mit Druckausgleich; Abb. 71: Doppelklotzbremse mit Federandruck; Abb. 72: Bandbremse, für beide Drehrichtungen.

Abb. 72.

Sperrad-Stoppbremse. Schaltung Abb. 73. Die Bremsscheibe ist nicht aufgekeilt, sondern durch Sperrad mit dem Triebwerk verbunden. Die Gewichtbelastung der Bremse wird nur während des Senkens durch ein mit dem Anlasser gekuppeltes Gestänge angehoben; während

Abb. 73.

Abb. 74.

des Hebens wird die Bremse durch das Gesperre vom Triebwerk gelöst. Da hier ein Zurücksinken der Last zu Beginn des Anlaufs ausgeschlossen ist, so eignet sich die Bremse für Hebemaschinen mit Stirnradübertragung. Das Gesperre mufs entweder eine gesteuerte Klinke erhalten, die während des Hebens selbsttätig ausgehoben wird, oder eine Reibungsklinke, die lediglich durch Klemmung wirkt. Auch diese Bremse ist wegen des notwendigen Gestänges nur für Nahsteuerung verwendbar. Ausführungen: Gesteuerte Klinke nach der Ausführung von Fried. Krupp, Grusonwerk (Abb. 74); es ist besonders darauf Bedacht zu nehmen, dafs der zum Umsteuern der Klinke erforderliche Reibungswiderstand unter allen Umständen sicher vor-

Abb. 75.

Abb. 76.

handen ist, da von ihm die Betriebssicherheit abhängt. Abb. 75 Reibungsklinken des Eisenwerks (vorm. Nagel u. Kaemp) A. G. in Hamburg.

Nebenschlufs-Magnet-Stoppbremse. Schaltung Abb. 76. Die Bremsscheibe ist fest auf eine Triebwerkwelle aufgekeilt, die Gewichtbelastung der Bremse wird durch einen Elektromagneten, der im Nebenschlufs zum Elektromotor liegt, sowohl während des Senkens wie während des Hebens

Q

Abb. 77.

Abb. 78.

gelüftet. Die Gleichzeitigkeit des Anlaufs mit der Lüftung ist hier gesichert, die Bremse ist daher für Stirnradübertragung verwendbar.

Da kein Gestänge zwischen Anlasser und Bremse erforderlich ist, kann ersterer entfernt von der Winde aufgestellt werden: „Fernsteuerung“. Bei Drehstrom wird der Elektromagnet meist durch einen Elektromotor ersetzt, der gegen einen federnden Anschlag läuft und unter Strom stehenbleibt, solange die Bremse gelüftet ist. Die Uebersetzung zwischen diesem Motor und dem Bremsgewicht mufs rückläufig sein: Zahnstange oder Zahnsektor. Ausführungen: Abb. 77 S. 395 Topfmagnet; Abb. 78 S. 395 Bremsmotor mit eingebauter Stirnradübertragung auf den Bremshebel.

Nebenschlufs-Bremslüftmagnete der AEG. (Abb. 79.)

Zugkraft in kg	Hub mm	Durchm. *a* mm	Schraubenabstand *b* mm	Höhe *c* mm
3,5	30	140	180	222
7,5	40	172	200	258
15	50	210	230	312
30	50	252	284	349
60	50	282	320	395
62,5	80	282	320	425

Abb. 79.

Abb. 80.

Drehstrom-Bremslüftmotoren der AEG. (Abb. 80.)

Zugkraft in kg bei 50 Perioden	42	25	Hub	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	*i*	*k*	*l*	α	β
22	20	—	100	296	346	126	170	165	70	156	73	109	178	308	25°	120°
30 50 75	27 45 68	20 30 50 57	100	296	346	126	170	165	70	153	73	144	178	308	25°	120°
30 50 65	30 50 60	30 50	100	296	346	126	170	165	70	221	73	155	178	308	25°	120°

Einphasen-Bremslüftmotoren der AEG.

Zugkraft bei 50, 42, 25 Perioden je 30 kg; Hub 100. Abmessungen wie bei dem mittleren Drehstrom-Bremslüftmotor.

Generator-Senkbremse. Wird ein Nebenschlufsmotor so geschaltet, dafs er die Trommel in der Senkrichtung zu drehen sucht, so verwandelt sich der Motor von selbst in einen Generator, sobald die Höchstgeschwindigkeit des Motors um etwa ein Zehntel überschritten wird (Abb. 81). Bei dieser Bremsung wird die Arbeit der sinkenden Last in nutzbaren elektrischen Strom verwandelt; diese Bremsung ist daher die wirtschaftlichste und einfachste und für Fernsteuerung verwendbar. Eine Einstellung auf geringere Geschwindigkeit ist nicht möglich; Vorschalten von Widerstand würde die Geschwindigkeit erhöhen. Aus diesem Grunde ist die Generator-Senkbremse für sich allein nur bei Schneckenantrieb anwendbar; bei Stirnradantrieb mufs sie mit der Kurzschlufs-Senkbremsung verbunden werden. In genau derselben Weise wie der Nebenschlufsmotor wirkt der Drehstrommotor. Dagegen ist der Hauptstrommotor nicht als Generatorbremse verwendbar. Zum Verzögern und Festhalten der Last ist in allen Fällen eine besondere Stoppbremse erforderlich.

Abb. 81.

Kurzschlufs-Senkbremse. Bei dem Nebenschlufsmotor bleibt das Feld am Netz, der Anker wird umgekehrt und über einen Widerstand kurz geschlossen (Abb. 82). Die Senkgeschwindigkeit läfst sich durch Aenderung des Widerstandes beliebig einstellen. Die Arbeit der sinkenden Last wird durch Vermittlung des Stromes in Wärme umgesetzt.

Bei dem Hauptstrommotor mufs das Feld in den Kurzschlufsstrom gelegt werden (Abb. 83);

Abb. 82.

Abb. 83.

die Erregung tritt daher erst ein, wenn bereits eine gewisse Senkgeschwindigkeit erreicht ist. In dieser Form ist die Schaltung nur für Schneckenübertragung ratsam. Bei Stirnradübertragung wird die Senkschaltung so ausgeführt, dafs bei der ersten Senkstellung das Feld sowohl vom Kurzschlufsstrom wie vom Netzstrom durchflossen wird, so dafs von Anfang an eine kräftige Erregung vorhanden ist. Die Kurzschlufsbremsung ist einfach und für Fernsteuerung anwendbar; sie wird daher gegenwärtig fast ausschliefslich als Senkbremse überall dort angewendet, wo der Steuermann nicht neben der Winde stehen kann. Der Führer mufs aber die Last sehen können, da andernfalls eine gefährlich grofse Senkgeschwindigkeit eintreten kann. Auch bei der Kurzschlufsbremsung ist zum Verzögern und Festhalten der Last eine besondere Stoppbremse notwendig. Ratsam ist daher die Anordnung einer Fliehkraftklingel auf der Motorwelle. Ausführung der SSW (Abb. 84).

Abb. 84.

Daumen-Senkbremse. Die Daumen-Stoppbremse läfst sich gleichzeitig als Senkbremse verwenden, wenn der Anlasser so ausgebildet wird, dafs bei der Rückwärtsbewegung des Steuerhebels zunächst kein Stromschlufs, sondern nur Lüftung der Bremse eintritt (Abb. 85). Die Anordnung ist nur für Nahsteuerung und nur für Schneckenübersetzung

Abb. 85.

Abb. 86.

— und zwar für rückläufige — verwendbar. Die Arbeit der sinkenden Last wird durch Reibung in Wärme umgesetzt. Zulässige Belastung: $p \cdot v < 10$; dabei ist p in at und v in m/sk zu messen.

Sperrad-Senkbremse. Auch hier ist lediglich dieselbe Veränderung des Anlassers erforderlich (Abb. 86). Die Anordnung ist für Stirnradübertragung, aber nur für Nahsteuerung verwendbar. Belastung wie vorher.

Nebenschlufs-Magnet-Senkbremse. Wird die Magnet-Stoppbremse durch ein Kupplungsgestänge mit dem Anlasser verbunden, so läfst

sie sich gleichzeitig als Senkbremse verwenden (Abb. 87). Sie ist anwendbar für Stirnradübersetzung, aber nicht für Fernsteuerung. Zulässige Belastung wie bei der Daumen-Senkbremse.

Abb. 87.

Abb. 88.

Lastdruck - Senkbremsen. Grundgedanke: Die Bremse wird wie bei den gleichartigen Bremsen für Handbetrieb durch die Last selbst geschlossen. Würde der Reibungswert unveränderlich sein, so würde der Bremswiderstand stets proportional mit der Last sich ändern; da der Reibungswert bei geringer Belastung zunimmt, so ist der Bremswiderstand tatsächlich bei kleiner Belastung verhältnismäfsig grofs (Abb. 88). Die Verhältnisse sind so zu wählen, dafs das vom Bremswiderstand erzeugte Drehmoment etwas gröfser als das von der Last hervorgerufene Drehmoment ist; der Motor hat dann beim Senken den Ueberschufs des ersteren über das letztere zu überwinden. Während des Hebens mufs die Bremswirkung durch ein Gesperre ausgeschaltet werden. Die Reibfläche mufs so grofs bemessen werden, dafs sie die Arbeit der sinkenden Last ohne zu grofse Erhitzung aufzunehmen vermag. Um möglichst gleichbleibenden Reibungskoeffizienten zu erhalten, wählt man am besten Metallreibflächen, die im Oelbad laufen. Hierbei ist μ zu 0,05 anzunehmen; die Belastung kann bis auf $pv = 30$ gesteigert werden. Eine besondere Stoppbremse ist zum Verzögern der Last erforderlich, da andernfalls der Ueberschufs der erforderlichen Massenverzögerung wegen übermäfsig grofs gewählt werden mufs, wodurch hoher Stromverbrauch beim Senken entsteht. Die Lastdruck-Senkbremse ist in Verbindung mit einer Magnet-Stoppbremse für Fernsteuerung verwendbar. Die konstruktive Ausführung hängt von der Art ab, wie der Lastdruck auf die Bremse übertragen wird.

Seil-Lastdruckbremse. Schaltung nach Abb. 89 bzw. 90 S. 400. Ergibt eine sehr einfache Anordnung, die besonders für Laufwinden verwendbar ist, weil dort das feste Seilende stets in Nähe des Triebwerks liegt. Die Ausschaltung des Bremswiderstandes erfolgt entweder durch ein Gesperre (Abb. 89) oder durch einen Magnet (Abb. 90), der in diesem Fall aber nur während des Hebens Strom erhalten darf. Führt man die Bremse mit reichlichem Sicherheitsüberschufs aus und entlastet man die Bremse während des Senkens von diesem Ueberschufs, indem man den Magneten während des Senkens Strom mit vor-

geschaltetem Widerstand zuführt, so kann man eine besondere Stoppbremse sparen. Zur Erzielung einer ausreichend grofsen Bremsfläche wird letztere zweckmäfsig in Form von Lamellen aus Bronze und Stahl in Oelbad ausgeführt. Ausgiebige Schmiernuten müssen für gute Oel-

Abb. 89.

Abb. 90.

zufuhr sorgen. Der Nachteil der Lamellen, dafs sie sich nicht vollständig lösen, kommt bei Lastdruckbremsen nicht zur Geltung.

Schnecken-Lastdruckbremse. Schaltung wie bei der gleichartigen Bremse von Becker für Handbetrieb. Ausschaltung beim Heben durch Gesperre oder Magnet. Auch hier wird die Reibfläche zweckmäfsig als Lamellenfläche gestaltet. Eine besondere Stoppbremse wird hier zugunsten der Einfachheit häufig weggelassen; der Sicherheitsüberschufs mufs dann aber sehr grofs gewählt werden, um eine genügend rasche Verzögerung zu erzielen. Die Folge davon ist hoher Stromverbrauch beim Senken.

Schrägzahn-Lastdruckbremse nach Windhoff. Ausbildung wie bei Handbetrieb. Ausschaltung beim Heben durch Gesperre oder Magnet. Die Bremse arbeitet genau, weil sich die reibenden Zahnflächen während des Senkens in Bewegung befinden, wodurch der Einflufs dieser Reibung ausgeschaltet wird.

Bremsband-Lastdruckbremse der Shaw Electric Crane Co. (Abb. 91). Der Lastdruck prefst das elastische Messing-Spiralband an die Innen-

Abb. 91.

Abb. 92.

fläche einer gufseisernen ölgefüllten Trommel und erzeugt dadurch einen Bremswiderstand. Die auf das andere Bandende wirkende Kraft

$t = \frac{T}{e^{\mu\omega}} = \frac{L\frac{a}{b}}{e^{\mu\omega}}$ mufs durch die Lagerreibung $r\frac{c}{b}$ des Elektromotors und Vorgeleges aufgenommen werden. Bei 6 Umschlingungen und bei $\mu = 0{,}05$ wird $t = \frac{1}{7}T$. Eine besondere Magnet-Stoppbremse ist auch hier unbedingt notwendig.

Stromverbrauch der Lastdruckbremsen. Kennzeichnend für alle Lastdruckbremsen mit grofsem Sicherheitsüberschufs ist ein hoher Stromverbrauch, der für alle Lasten annähernd gleich grofs ist und etwa dem Stromverbrauch für das Heben der halben Last gleichkommt (Abb. 93). Der hohe Verbrauch für das Senken des leeren Hakens rührt davon her, dafs der Reibungswert der Bremsfläche bei abnehmender Pressung geringer wird. Bei Anwendung einer besonderen Magnet-Stoppbremse kann der Sicherheitsüberschufs verringert und dementsprechend auch der Stromverbrauch vermindert werden.

Gewinde-Lastdruckbremse nach Weston (Abb. 93). Aufschlufs über die Kräftewirkung in der Untersuchung von Dr. Ing. Bergmann in Dinglers Polyt. Journal 1911, S. 193 ff.

L = Lastdruck am Halbmesser R (Abb. 93),
P = Achsialdruck,
a = Steigungswinkel des Gewindes vom Halbmesser r,
$\mathrm{tg}\,\varphi$ = Reibungszahl des Gewindes,
μ = Reibungszahl der Bremsflächen vom Halbmesser φ.

Bedingung für Festhalten der Last nach dem Senken: Das Reibungsmoment der auf die Spindel aufgekeilten Bremsscheiben mufs gröfser sein, als das von der Last auf die Spindel ausgeübte Gewindemoment $2\,P\mu\varrho > Pr\,.\,\mathrm{tg}\,(a+\varphi)$.

Bedingung für Lüften der Bremse: Das zum Lüften notwendige Drehmoment mufs kleiner sein, als das Moment des Reibungsüberschusses $Pr\,.\,\mathrm{tg}\,(a-\varphi) + P\mu\varrho < P\mu\,.\,2 - L\,.\,r$.

Der Motor soll die Bremse nur so weit lüften, dafs das übrig bleibende Lastmoment gleich dem Reibungsmoment ist. Tatsächlich treten beträchtliche Schwankungen des Bremsdruckes auf, die um so gröfser sind, je höher die Umlaufzahl ist, je gröfser die Massen, je mehr Bremsscheiben vorhanden sind und je schneller der Motor eingeschaltet wird. Einschaltung einer Feder vermindert die Heftigkeit der Druckschwankungen. Bremse auf eine möglichst langsam laufende Welle setzen. Rost und Staub sind sorgfältig zu vermeiden; daher nicht im Freien und nicht in staubigen Räumen (Giefsereien, Hüttenwerke). Eine besondere Stoppbremse — Magnetbremse — ist unbedingt erforderlich.

Abb. 93.

Abb. 94.

Hauptstrom-Magnet-Senkbremse. Wird der Bremsmagnet in Reihe mit dem Motor geschaltet (Abb. 94) und so bemessen, dafs er bei einer Stromstärke die Bremse lüftet, die etwa ein Drittel des Stromverbrauchs bei voller Last beträgt, so stellt sich für jede Last selbsttätig ein gewisser Beharrungszustand ein, bei dem das Lastmoment + Motordrehmoment gleich dem Bremsmoment ist; letzteres ist um so kleiner, je gröfser die Entlastung des Bremsgewichtes durch die Stromstärke ist. Durch Vorschalten von Widerstand läfst sich die Senkgeschwindigkeit verringern. Der Stromverbrauch dieser Senkbremse ist kleiner als derjenige von Lastdruckbremsen, weil die Regelung genauer wirkt. Die Bremsfläche mufs so bemessen sein, dafs $p_{at} \times v_{m/sk}$ nicht gröfser als 30 wird.

Abb. 95.

Hauptstrom-Bremslüftmagnete der AEG. (Abb. 95.)

Zugkraft in kg für normalen Betrieb	Zugkraft in kg für schweren Betrieb	Hub mm	Durchmesser a mm	Schraubenabstand b mm	Höhe c mm
20	14	40	186	200	287
35	25	60	242	260	345
42	25	100	242	260	456
55	35	100	275	260	547
65	45	100	275	260	657

B. Aufhängung der Last.

a. Lasthaken.

Einfache Haken mit weiter Oeffnung für geringe Hubgeschwindigkeit bis zu 0,25 m/sk.

Einfache Haken mit enger Oeffnung zum Schutz gegen Ausspringen für gröfsere Hubgeschwindigkeit.

Doppelhaken für Giefserei- und Werkstattkrane.

Oesen für Lasten über 25 t; zweckmäfsig aus 3 Teilen zusammengesetzt.

Einschaltung von Federn ist bei Ketten zweckmäfsig, bei Drahtseilen überflüssig.

b. Tragmagnete.

Elektromagnete mit festen Polen für Träger, Schienen u. dgl.

Elektromagnete mit beweglichen Polen für unregelmäfsig geformte Eisenteile.

Diese Tragmagnete sind nur dort verwendbar, wo sich niemals Menschen unter der Last befinden. Ist letzteres der Fall, so sind Elektromagnete mit Sicherheitsgreifern anzuwenden.

c. Zangen.

Die Lastkette schliefst die Zange, eine Hülfskette löst sie. Eine wesentliche Ersparnis von Hülfsmannschaft tritt nur dann ein, wenn

Abb. 97.

Abb. 96.

Abb. 98.

Abb. 100.

Abb. 99.

die Zangen nicht an Seilen, sondern an starrer Führung aufgehängt werden (Abb. 96).

d. Fördergefäfse.

Fördergefäfse für Massengüter so zu gestalten, dafs die Entleerung möglichst ohne Handlanger erfolgen kann:

Kippkübel (Abb. 97), die durch Aufheben einer Klinke entleert werden und nach Entleerung selbsttätig in die aufrechte Lage zurückkehren; Gestalt daher so, dafs der Schwerpunkt des gefüllten Gefäfses über dem Aufhängepunkt liegt, der Schwerpunkt des leeren Gefäfses dagegen unter dem Aufhängepunkt. **Klappmulden** (Abb. 98) bestehen aus zwei Teilen von Viertelellipsenquerschnitt, die durch ein Gelenk verbunden sind; das Hubseil fafst an diesem Gelenk an und hält die Mulde geschlossen. Ein zweites Seil greift an den Aufsenkanten an;

wird dieses Seil festgehalten und das Hubseil nachgelassen, so öffnet sich die Mulde; die Entleerung erfolgt hier also vom Führerstand aus ohne Handlangerbeihülfe. **Giefskübel** (Abb. 99) für flüssiges Eisen werden an einem Bügel aufgehängt und durch ein Schneckentriebwerk von Hand oder besser durch ein Hülfshubwerk mit Elektro-

Kippkübel der Deutschen Maschinenfabrik A. G. in Duisburg (Abb. 97).

Inhalt cbm	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	Gewicht kg
0,5	970	1300	810	1300	1125	262
1,0	1120	1496	995	1670	1370	540
2,0	1812	2172	1020	1750	1880	778
3,0	2014	3584	1330	2200	2060	1620

Klappmulden der Deutschen Maschinenfabrik A. G. in Duisburg (Abb. 98).

Inhalt cbm	*a*	*b*	*c*	Gewicht kg
1,0	1450	650	1430	490
1,5	1550	700	1600	580
2,0	1700	750	1800	650
2,5	1850	850	1900	750
3,0	2000	950	2000	900

Giefskübel der Deutschen Maschinenfabrik A. G. in Duisburg, Werk Stuckenholz (Abb. 99).

Inhalt *A*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	Eigengewicht ohne Futter	Eigengewicht mit Futter
30	2280	1980	2020	1684	2260	2050	900	6 400	11 550
40	2510	2170	2230	1825	2480	2260	1000	8 560	15 260
50	2650	2310	2350	1976	2700	2470	1075	10 230	18 230

Begichtungskübel der Deutschen Maschinenfabrik A. G. in Duisburg (Abb. 100).

Inhalt cbm	*a*	*b*	*c*	*d*	Gewicht kg
4	2000	325	1200	1350	2450
6	2150	480	1520	1350	3850
10	2750	600	1640	1640	4300

motor vom Führerstand aus gekippt. **Begichtungskübel** (Abb. 100) werden so gestaltet, dafs bei Nachlassen des Seils zunächst ein Verschlufsdeckel sich auf den Kübel aufsetzt, der das Entweichen der Gichtgase verhindert, und dafs bei weiterem Nachlassen der trichterförmige Boden des Kübels sich senkt und den Inhalt herausgleiten läfst.

e. Greifer.

Bestehen aus zwei Schaufeln, die in einem Rahmen gelagert sind. Letzterer ist an dem Entleerungsseil aufgehängt; das Schliefsseil greift mittels eines Rollenzuges, dessen feste Rollen am Rahmen sitzen, an den Schaufeln an. Senkrecht nach abwärts wirkende Komponente des Schneidenwiderstandes = Greifereigengewicht abzüglich des Schliefsseilzuges. Schliefskraft daher um so gröfser, je gröfser die Uebersetzung des Rollenzuges. Uebersetzung für Kohlengreifer 1 : 4 bis 1 : 6, für Getreidegreifer 1 : 2. An Stelle des Rollenzuges kann irgend ein anderes Uebersetzungsmittel treten: Trommelvorgelege, Stirnräder.

Abb. 101.

Hubseile
Entleerungsseile

Abb. 102.

Hubseil
Entleerungsseil

Greifer für Seilbetrieb
der Deutschen Maschinenfabrik A. G. in Duisburg (Abb. 101).

Inhalt cbm	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*
1	2050	1100	2150	2450	2500
$1^1/_4$	2150	1200	2350	2550	2650
$1^1/_2$	2275	1300	2500	2650	2850
$1^3/_4$	2375	1400	2650	2750	3100
2	2475	1500	2750	2850	3250
$2^1/_4$	2600	1575	2850	2950	3400
$2^1/_2$	2700	1650	2950	3050	3550
$2^2/_3$	2800	1700	3050	3150	3650
3	2900	1750	3150	3250	3750
$3^1/_2$	3000	1850	3250	3450	3900
4	3100	1950	3400	3650	4050
$4^1/_2$	3200	2050	3500	3850	4200

Greifer für Seilbetrieb der Deutschen Maschinenfabrik (Abb. 101).

Gerechn. Fassung	Leichte Bauart			Mittelschwere Bauart			Schwere Bauart		
	Gewicht	P	d	Gewicht	P	d	Gewicht	P	d
cbm	kg	kg	mm	kg	kg	mm	kg	kg	mm
1	1500	2500	13	2500	4 250	17	3400	5 500	19
1¼	1600	2750	14	2800	5 000	18	3700	6 500	20
1½	1800	3250	15	3000	5 750	19	4100	7 500	22
1¾	1950	3500	15	3300	6 250	20	4600	8 500	23
2	2100	4000	16	3600	7 000	21	5100	9 500	25
2¼	2300	4250	17	4000	8 000	23	5700	10 500	26
2½	2650	4750	17	4600	9 000	25	6300	12 000	28
2¾	2950	5500	18	5200	10 000	26			
3	3200	6000	20						
3½	3600	6750	21						
4	3950	7500	22						
4½	4250	8250	23						

P = Tragkraft des Kranes,
d = Seil- oder Kettenstärke in mm.

Abb. 104.

Abb. 103.

Der Greifer mufs geöffnet hinuntergelassen werden. Zu diesem Zweck wird meist die Trommel des Entleerungsseiles lose drehbar auf die Welle der Schliefstrommel aufgesetzt und durch einen Anschlag so mit der Welle verbunden, dafs der Greifer geschlossen bleibt, wenn die Entleerungstrommel sich selbst überlassen ist (Abb. 102). Wird nun durch eine Bremse die Entleerungstrommel zurückgehalten, so öffnet sich unter dem Einflufs des Greifereigengewichts der Greifer und sinkt in dem Mafse, als die Entleerungstrommel nachgelassen wird. Derartige **Zweiseilgreifer** können in jeder beliebigen Höhenlage des Greifers entleert werden, wodurch die Kohle sehr geschont wird.

Einseilgreifer können nur in höchster Stellung des Greifers entleert werden, indem durch einen Anschlag ein Sperrhaken am Greifer ausgelöst wird, der die Schaufeln vom Rollenzug löst und dadurch öffnet. Eine Oelbremse verlangsamt das Oeffnen.

f. Lastführung.

Führungsschienen bei Aufzügen und Fördermaschinen.

Führungsgerüste an Laufwinden (Abb. 103) überall dort, wo genaue Bewegungen der Last ohne Pendeln und Schwanken notwendig sind; in Stahlwerken bei rasch arbeitenden Giefskranen, bei Blockzangenkranen, bei Verlade-Pratzenkranen. Handlangerdienst fällt fort, daher sehr wirtschaftlicher Betrieb.

Lenkerführungen (Abb. 104) bei amerikanischen Greifern: Hulettkrane. Ersparen ebenfalls Handlangerdienste.

g. Zugmittel.

Rundeisenketten, früher viel gebraucht, jetzt durch Drahtseile ersetzt. Unelastisch, daher bruchgefährlich bei Stöfsen. Federnder Haken empfehlenswert. Hauptsächlich noch als Ankerketten gebraucht.

Kalibrierte Ketten nur bei Handbetrieb verwendbar, weil sie durch Stöfse und Abnutzung die genaue Teilung verlieren.

Gallsche Ketten für sehr grofse Lasten bei kleiner Geschwindigkeit und kurzem Hub. Können schiefen Zug und Pendeln in der Querrichtung nicht vertragen.

Drahtseile jetzt fast ausschliefslich gebraucht. Sowohl für grofse Geschwindigkeiten wie für grofse Lasten verwendbar. Elastisch, daher betriebssicher. Nehmen wenig Raum auf der Trommel ein. Gestatten Anwendung von mehrsträngigen Rollenzügen mit hohem Wirkungsgrad.

Abb. 105.

Das Anwendungsgebiet der verschiedenen Zugmittel hinsichtlich Belastung und Geschwindigkeit wird durch das Schaubild Abb. 105 dargestellt.

C. Winden.

a. Allgemeines.

Zusammenbau. Wesentlich ist ein zuverlässiger Zusammenbau des Motors mit dem Triebwerk; daher gemeinsame Grundplatte aus Gufseisen für kleinere Winden; Rahmen aus Walzeisen mit Knotenblechen, Eckwinkeln und aufgenieteten Arbeitsleisten für gröfsere Winden. Aufsetzen des Motors auf getrennten Fundamentsockel ist auch bei Anwendung elastischer Kupplungen unzuverlässig. Lagerung der Wellen in Stehlagern oder in Windenschilden; letztere aus Gufseisen mit U-förmigem Querschnitt oder aus Blech mit eingesetzten gufseisernen Augenlagern. Zweckmäfsig werden die gufseisernen Schilde so ausgebildet, dafs sie als Gehäuse für die Schneckenräder bzw. für

die schnellgehenden Stirnräder dienen; gleichzeitig bester Unfallschutz. Die Lager für Wellen mit weniger als 300 Uml./Min. können als Kugellager ausgebildet werden, weil sie den Vorteil geringer Breite besitzen und geringen Anlaufwiderstand ergeben. Reibungswert der Ruhe bei Gleitlagern 0,24, bei Kugellagern 0,015 nach Stribeck. Für Wellen mit mehr als 300 Umdrehungen sind Gleitlager mit Ringschmierung dauerhafter als Kugellager.

Fahrbare Winden zur Verwendung auf Baustellen und auf Verladeplätzen.

b. Reibungstrommeln.

Treibscheibe (Abb. 106). Angewendet bei Aufzügen und Fördermaschinen. Zur Verhütung des Gleitens zwischen Drahtseil und Scheibe mufs das Totgewicht t mindestens den Wert erhalten, der sich ergibt aus

$$\frac{T}{t} = e^{\mu\omega}.$$

Dabei ist unter T die Summe von Nutzlast, Totlast und Massendruck, unter t die Totlast abzüglich des Massendrucks zu verstehen. Der Reibungswert μ beträgt nach den Versuchen von Baumann (Z. Berg-Hütten-Sal.-Wes. 1883)

= 0,129 für Drahtseil auf Scheiben aus Gufseisen,
= 0,158 „ „ „ „ mit Eichenholzfutter,
= 0,163 „ „ „ „ „ Lederfutter.

Gefütterte Scheiben werden daher zumeist gewählt. Der Scheibendurchmesser mufs so grofs sein, dafs einerseits die Seildrähte nicht zu hohe Biegungsbeanspruchungen erleiden und dafs anderseits das Seil nicht eine zu grofse Auflagepressung zu erdulden hat. Bezeichnet man als mittlere Pressung den Wert

Abb. 106. Abb. 107. Abb. 108. Abb. 109

$$p_m = \frac{T+t}{2\,R\,d},$$

wobei R der Scheibenhalbmesser und d die Seildicke ist, so bewegt sich der Wert von p_m bei ausgeführten Anlagen zwischen den Grenzen 5 und 8 at und erreicht einen Durchschnitt von 6,5 at. Bei Ueberschreitung dieser Werte für p_m verringert sich der Reibungswert.

Der umschlungene Bogen beträgt bei Aufzügen meist 180°, bei Fördermaschinen in der Regel 190°.

Treibscheibe mit Leitrolle (Abb. 107). Die Treibscheibe erhält hier zwei Rillen, der umschlungene Bogen wird auf 360° erhöht; es genügt daher ein kleineres Totgewicht t. Nachteil: Der Achsdruck der Treibscheibe wird auf den Wert 2 $(T+t)$ erhöht; Wirkungsgrad und Lebensdauer des Seiles werden verringert, weil das Seil dreimal auf- und

abgezogen wird, während bei der einfachen Treibscheibe nur ein einmaliges Auf- und Abziehen stattfindet. Die Leitscheibe kann als Spannrolle ausgebildet werden.

Doppel-Treibscheibe (Abb. 108). Durch den Antrieb beider Scheiben wird der umschlungene Bogen bei zweirilliger Treibscheibe auf 540°, bei dreirilliger Treibscheibe auf 900° vergröfsert. Der Gegenzug t kann daher bei dieser Anordnung sehr verringert werden. Der sehr hohe Achsdruck mufs durch Entlastungsrollen aufgenommen werden, die ebenso zu bemessen sind wie Laufräder. Wirkungsgrad und Lebensdauer des Seiles werden sehr vermindert.

Spiraltrommel (Abb. 109). In die Trommel wird eine Spiralnut eingeschnitten, in die das Seil mit 1,5- oder 2,5facher Umschlingung, also mit $\omega = 540$ bzw. 900° eingelegt wird. Die Trommel mufs so breit sein, dafs das Seil während des Hubes von dem einen Trommelflansch bis zum anderen wandern kann. Wirkungsgrad und Lebensdauer des Seiles sind hier ebenso hoch wie bei der einfachen Treibscheibe. Der Gegenzug t kann beliebig verringert werden. Der Durchmesser der Trommel ist mit Rücksicht auf die Drahtstärke des Seiles zu wählen.

Wickeltrommel. Der zur Erzeugung der notwendigen Reibung zwischen Seil und Trommel erforderliche Gegenzug t kann durch das Totgewicht der Förderschalen oder durch ein besonderes Gegengewicht hervorgerufen werden. Ein drittes Mittel besteht in der Anwendung einer besonderen Wickeltrommel, die durch einen Riemen oder durch eine Rutschkupplung mit etwas Voreilung angetrieben wird, so dafs das von der Treibscheibe auflaufende Seilende t stets genügend bespannt bleibt. Während des Senkens mufs die Wickeltrommel durch ein Gesperre vom Antrieb gelöst und durch eine Bremse mit geringer Belastung gebremst werden.

Abb. 110.

c. Spille.

Spille. Werden gebraucht auf Bahnhöfen zum Rangieren der Eisenbahnwagen — Zugkraft 1 t, Geschwindigkeit 0,6 bis 1 m/sk —, in Binnenhäfen zum Verholen der Kähne — Zugkraft 2 t, Geschwindigkeit 0,4 bis 0,6 m/sk — und in Seehäfen zum Verholen der Seeschiffe — Zugkraft 3 bis 5 t, Geschwindigkeit 0,2 bis 0,4 m/sk —. Das Triebwerk mufs in ein versenktes gufseisernes Gehäuse wasserdicht eingeschlossen sein, aus dem nur die lotrechte Welle mit dem Spillkopf hervorragt. Das Seil wird mit 2 bis 3 Umschlingungen umgelegt, das ablaufende Seil mufs durch einen Mann abgezogen werden. Die Zugänglichkeit zum Triebwerk mufs entweder durch wasserdicht verschlossene Mannlöcher in dem reichlich grofs be-

messenen Gehäuse geschaffen werden (Abb. 110 S. 409), oder es mufs der Deckel mit darunter befindlichem Triebwerk umgeklappt werden können. In letzterem Falle ist besonders auf gute Dichtung Bedacht zu nehmen. Als Motor wird meist ein Hauptstrommotor gewählt; das Triebwerk bietet genügend Reibungswiderstand zur Verhütung des Durchgehens. Da der Mann die Hände zur Bedienung des Seiles braucht, so mufs der Anlasser durch einen Fußtritt bedient werden. Letzterer spannt entweder eine Feder, die, gebremst durch einen Oelkatarakt, den Anlafswiderstand ausschaltet, oder schliefst nur die erste Widerstandstufe, während die weiteren Stufen durch einen Fliehkraftanlasser geschaltet werden.

Normale Spille mit innenliegender Steuerung (Abb. 110 S. 409).
Deutsche Maschinenfabrik A. G. in Duisburg.

Zugkraft	Zuggeschwindigkeit	Leistung des Motors	Abmessungen in mm						Gesamtgewicht des Spills (etwa)
kg	m/min	PS	A	B	C	D	E	F	kg
500	80	12	1650	1150	860	400	280	750	2500
1000	60	12	1650	1150	860	400	280	750	2500
1500	50	12	1650	1150	860	400	280	750	2500
2000	30	18	2460	1420	1160	475	320	850	4750
3000	25	18	2460	1420	1160	475	320	850	4750
4000	20	18	2460	1420	1160	550	375	1000	5000
5000	15	18	2460	1420	1160	550	375	1000	5000

D. Aufzüge.

Bei Ausführung beachten: **Polizeiverordnung** betr. Einrichtung und Betrieb von Aufzügen (Fahrstühlen) — Aufzugverordnung — auf Grund des Entwurfes der Minister für Handel und Gewerbe, der öffentlichen Arbeiten und des Innern vom 14. März 1913 nebst der Ausführungsanweisung (Berlin, Carl Heymanns Verlag), gültig für Preufsen und die meisten anderen Bundesstaaten sowie Normal-Unfallverhütungsvorschriften des Verbandes der deutschen Berufsgenossenschaften nach den Beschlüssen des Hamburger Berufsgenossenschaftstages 1912.

a. Handaufzüge

sind nur für kleinere Lasten bis 25 kg, für Speisen, Akten usw. mit Vorteil zu verwenden. Für gröfsere Lasten bis 600 kg nur praktisch bei seltener Benutzung.

Wirkungsgrad durchschnittlich 0,5.

Arbeitsleistung eines Mannes 8 bis 10 mkg/sk.

b. Transmissionsaufzüge

werden meist nur für Lasten oder für Lasten mit Führerbegleitung, selten als Personenaufzüge benutzt. Die Aufzugmaschine soll selbst-

sperrend sein, um Unglücksfälle beim Reifsen des Riemens zu verhindern. Wirkungsgrad 0,3 bis 0,4. Geschwindigkeit bei Lasten 0,1 bis höchstens 0,3 m/sk, falls der Aufzug selbsttätig anhält. Bei Führerbegleitung und Ausrückung durch den Führer kann die Geschwindigkeit gröfser gewählt werden. Gebräuchlichste Tragfähigkeit für Fabriken und Geschäftshäuser 500 bis 1000 kg. Wird das Vorgelege durch einen besonderen Elektromotor, der in einer Richtung dauernd umläuft, angetrieben, so nennt man diese Aufzüge indirekt elektrische.

c. Elektrische Aufzüge

sind für beliebige Lasten und Hubhöhen verwendbar und werden als Personenaufzüge oder für Lasten mit Führerbegleitung oder als reine Lastenaufzüge ausgeführt.

Der Hauptvorteil liegt in den geringen Betriebskosten. Der Motor läuft nur bei Betrieb.

Als **kleinste Ausführungsform** kommen **Aufzüge für Speisen**, Akten und kleine Erzeugnisse der Industrie mit einer Tragfähigkeit bis 25 kg vor. Der erforderliche 1/2 PS-Motor wird ohne Anlafswiderstand eingeschaltet und gestattet einfache Ausführung der Druckknopfsteuerung, die meistens hierbei Verwendung findet. Fahrgeschwindigkeit bis zu 0,5 m/sk. Diese Aufzüge halten meistens in Brüstungshöhe von 600 bis 800 mm, sind nicht betretbar; sie werden fast immer ohne Fangvorrichtung ausgeführt. Durch ein Gegengewicht wird der Korb und die halbe Nutzlast ausgeglichen, und zweckmäfsig werden Korb und Gegengewicht so mit der Wickeltrommel verbunden, dafs ein geschlossener Seilzug entsteht (Abb. 111).

Abb. 111.

Bei gröfseren Tragfähigkeiten von 25 bis 100 kg ist meistens ein 1 PS-Motor mit Anlafswiderstand erforderlich.

Bei diesen Aufzügen gewähren die baupolizeilichen Vorschriften verschiedene Erleichterungen.

Bei **gröfseren Lasten** werden die Aufzüge betretbar gemacht, und man unterscheidet

reine Lastenaufzüge, die nur beim Be- und Entladen betreten werden dürfen, und **Lastenaufzüge mit Führerbegleitung.**

Bei letzteren sind die polizeilichen Vorschriften dieselben wie bei den Personenaufzügen; sie müssen nach den preufsischen Vorschriften an Holzstrafsen geführt werden, die bei guten Ausführungen mit selbsttätigen Schmiervorrichtungen geschmiert werden.

Diese Aufzüge über 100 kg Tragfähigkeit müssen mit Fangvorrichtung versehen sein (nähere Bestimmungen in der Polizeivorschrift).

Aufser der toten Last des Korbes wird die meistens halbe Nutzlast ausgeglichen. Wenn die Höchstlast selten vorkommt, wird weniger ausgeglichen zum Zwecke der Stromersparnis.

Die reinen Lastenaufzüge, die zur Lastenförderung in Fabriken, Miethäusern, Speichern u. dgl. mehr dienen, haben meistens 500 bis 1500 kg Tragfähigkeit; für besondere Zwecke kommen Tragfähigkeiten bis 40 t vor. Die Steuerung erfolgt von aufsen und kann von sämtlichen Stockwerken aus bedient werden, wobei gleichzeitig eine selbsttätige Ausschaltung in den Stockwerken vorgesehen wird. Geschwindigkeit zwischen 0,1 his 0,3 m/sk. Bei gröfseren Tragfähigkeiten und Geschwindigkeiten empfiehlt sich eine selbsttätige Ausrückung nicht mehr, da das Einfahren in den Stockwerken zu ungenau wird. Die Steuerung dieser Aufzüge wird am besten von aufsen an Hand eines Zeigerwerkes geregelt, besonders bei ganz schweren Aufzügen, z. B. bei Lasten von 10 t, bei denen vorteilhaft Kontrollersteuerung wie bei Kranen zu verwenden ist. Handelt es sich um genaues Einfahren, z. B. bei Wagenbeförderung, so wählt man als Tragmittel ein möglichst unelastisches Zugband, z. B. Gallsche Kette (nicht empfehlenswert bei staubigen Betrieben und Geschwindigkeiten über 0,25 m/sk sowie bei gröfseren Förderhöhen) und auch Schraubenspindeln. Bei Anwendung von Seilen sind Stützriegel erforderlich, wobei unter Umständen, besonders bei nur zwei Haltestellen, eine Fangvorrichtung entbehrt werden kann. Sind die Körbe sehr grofs, so empfiehlt es sich nicht, sie in der Mitte aufzuhängen, sondern man greift sie vorteilhaft an zwei oder vier Punkten an.

Lastenaufzüge mit Führerbegleitung empfehlen sich stets dort, wo viele Stockwerke miteinander verbunden werden, und besonders dann, wenn in den Stockwerken verschiedene Benutzer wohnen. Genaues Einfahren in den Stockwerken ist bei diesen Aufzügen auch bei der verschiedensten Belastung am besten durchführbar, wobei der Führer die Handhabung der Steuerung auszuführen hat. Bei Geschwindigkeiten bis zu 0,7 m/sk genügt einfache Seilsteuerung, darüber hinaus Rad- oder Hebelsteuerungen mit mechanischer oder elektrischer Uebertragung.

Diese Aufzüge mit Führerbegleitung werden oft an Stelle von reinen Lastenaufzügen zur Anwendung gebracht, weil gleichzeitig die Arbeitskräfte zum Befördern der Waren mitfahren dürfen, wodurch ein schnellerer Betrieb sich ermöglicht, da die Leute rechtzeitig zur Stelle und nicht durch Treppensteigen ermüdet sind.

Personenaufzüge werden gewöhnlich für Tragfähigkeiten von 225 bis 1500 kg gebaut. Man unterscheidet solche mit und ohne Führerbegleitung. Erstere finden Anwendung immer dort, wo ein öffentlicher Verkehr stattfindet (Warenhäuser, Hotels, Geschäftshäuser usw.), letztere nur in Privat-, besseren Miets-, Bureau- und Verwaltungsgebäuden, wo stets dieselben Personen verkehren. Die Geschwindigkeit liegt zwischen 0,5 und 1,5 m/sk; bei Druckknopfsteuerung wählt man im allgemeinen die geringeren, bei anderen Steuerungsarten, dort, wo ein Führer ist, die höheren. Bei gröfseren Geschwindigkeiten führt man sie veränderlich (regulierbare Motoren) aus, um sanft und genau einfahren zu können. Im allgemeinen nimmt man bei

mehreren Personen nicht unter $^1/_4$ qm Grundfläche für eine Person, deren Gewicht zu 75 kg gerechnet wird.

Die Anlage eines Personenaufzuges erfolgt am vorteilhaftesten in einem Treppenauge, weil dort der Aufzug bequem für alle Wohnungen liegt und das Geräusch am wenigsten unangenehm empfunden wird.

Die Maschine wird, wenn ruhiger Gang gefordert wird, im Keller auf von den Gebäudewänden getrennten Fundamenten aufgestellt; bei Aufzügen in geräuschvollen Betrieben Aufstellung häufig über dem Schachte.

Abb. 112.

Die elektrische Aufzugmaschine wird als Schneckenwinde ausgeführt, wobei der Motor meist mit der Schneckenwelle elastisch gekuppelt ist. Bei Aufzügen für grofse Lasten führt man bei kleineren Geschwindigkeiten bis zu 0,5 m/sk häufig Schneckenwinden mit Rädervorgelege aus. Die Schnecke selbst wird unter oder über das Schneckenrad (mit Kranz aus Phosphorbronze) gelegt; letztere Anordnung hat den Vorteil, dafs das Oel nicht herauslaufen kann. Der Achsialdruck der Schnecke wird durch Kammlager (geräuschloser) oder Kugellager (besserer Wirkungsgrad) aufgenommen. Nutzeffekt der Maschine etwa 0,5, der gesamten Anlage 0,3 bis 0,4.

An der Maschine befindet sich eine meist auf die Motorkupplung wirkende Band- oder Backenbremse, die entweder mechanisch oder durch Elektromagnet gelüftet wird. Aufserdem mufs die Maschine eine selbsttätige Endausrückung und Hängeseilausschaltung besitzen (Abb. 112).

Für besondere Fälle, bei kleineren Hubhöhen beispielsweise für Bahnhofsaufzüge, wird die Aufzugmaschine als **Spindelmaschine** gebaut. Durch den Motor wird das wagerecht liegende Schneckenrad, das als Mutter ausgebildet ist, angetrieben, wodurch die fest mit dem Fahrkorb verbundene Schraubenspindel gehoben und gesenkt wird. Vorteil: Vermeidung jeglichen Seilverschleifses.

Fangvorrichtungen.

1. **Bei Aufzügen mit 1 Tragmittel** (Kette, Gurt oder meistens Seil) (nur zulässig bei reinen Lastenaufzügen ohne Führerbegleitung) wird

zwischen Korb und Tragmittel eine Feder (Spannwerk) eingeschaltet, die durch das Korbgewicht gespannt wird und bei Seilbruch die **Federkraft** zum Einrücken der Fangkeile, Exzenter oder dgl. verwendet. Bei Ausführung nach Abb. 113 werden bei Seilbruch die Keile mittels der Hebel gegen die Führungsschiene gezogen. Bei Ausführung nach Abb. 114 wird bei Seilbruch eine Welle durch Feder gedreht, die an den Enden gezahnte Fangexzenter trägt, welche den Korb an den Führungsschienen festklemmen. Abb. 115 ist eine besondere Ausführungsform der Exzenterfangvorrichtung für Plateauaufzüge. Die Rollen, über die das Tragmittel läuft, sitzen auf den Wellen der Exzenter; bei Seilbruch drehen sich die Wellen unter Einfluß einer Feder und bringen die Exzenter zum Eingriff mit der Führungsschiene.

Abb. 113.

Abb. 114.

Abb. 115.

Abb. 116.

2. **Bei Aufzügen mit 2 Tragmitteln** (Lastenaufzüge mit Führerbegleitung und Personenaufzüge) werden die Fangvorrichtungen durch einen Geschwindigkeitsregler bei Ueberschreiten einer Geschwindigkeit von 1,5 m/sk beim Niederfahren und beim Schlaffwerden beider Trag-

seile, wenn der Korb an überstehendem Ladegut oder dgl. hängen bleibt, betätigt. Bei allen diesen Fangvorrichtungen greifen die beiden Tragmittel an einem doppelarmigen Hebel an, so dafs sie sich das Gleichgewicht halten. Längung oder Bruch eines der beiden Seile bewirken Verdrehung des Hebels und betätigen die Fangvorrichtung durch ein Zwischenglied, welches so angeordnet ist, dafs sowohl Rechts-, als auch Linksdrehung des Hebels die Fangkeile anhebt. Abb. 116 zeigt eine derartige Anordnung, die in den verschiedensten kinematischen Anordnungen (meist patentiert) ausgeführt wird.

3. Die **Fangkeile** werden bei Eisenführungen aus gehärtetem Stahl mit groben Zähnen ausgeführt, bei Holzführungen meist glatte Fangkeile in Verbindung mit einem messerartigen Fangzahn, der in das Holz einschlägt.

4. An Stelle der Fangvorrichtungen werden (allerdings selten) **Fallbremsen** gebaut, die den Korb nur mit mäfsiger Geschwindigkeit im Falle eines Seilbruchs sinken lassen. Am Korb ist eine Fliehkraftbremse angeordnet, die beim Fallen des Korbes bremst.

5. **Vergleich zwischen einseiligen und zweiseiligen Fangvorrichtungen:**

Bei einseiliger Fangvorrichtung Fangwirkung nur durch Feder; die Federkraft mufs geringer sein als das Korbgewicht; die Fangwirkung wird durch die Lage der Bruchstelle des Seiles sehr beeinflufst; findet Bruch in der Nähe der unten stehenden Windentrommel statt, wenn der Fahrstuhl sich in den oberen Stockwerken befindet, so hat die Feder das Gewicht des langen herabhängenden Seiles zu ziehen; dadurch wird häufig das sofortige Fangen verhindert und tritt erst ein, wenn der Korb erheblich gefallen ist und sehr grofse Fallgeschwindigkeit erreicht hat. Wegen dieser Unsicherheit nur noch zulässig bei reiner Lastenförderung.

Bei zweiseiliger Fangvorrichtung wesentlich höhere Sicherheit, weil jedes Seil die ganze Last allein trägt. Schon gefahrdrohende, dem Bruch stets vorangehende Längung eines Seiles bewirkt das Fangen; dieses tritt also ein, bevor der Fahrkorb frei zu stürzen beginnt. Da die Längung dem Bruch stets vorangeht, kommt es selten zum wirklichen Bruch, da vorher der Aufzug durch fortwährendes wiederholtes Fangen betriebsunfähig wird.

Wegen dieser erhöhten Sicherheit sind zweiseilige Fangvorrichtungen für alle Aufzüge, mit denen Personen fahren dürfen, vorgeschrieben.

Regler.

Zum Einrücken der Fangvorrichtung bei einer 1,5 m/sk übersteigenden Senkgeschwindigkeit. Die Vorrichtung zum Anheben der Fangkeile treibt durch Seil ohne Ende einen Fliehkraftregler, dessen Stellzeug bei zu grofser Geschwindigkeit mittels zweier Klemmbacken das antreibende Seil festhält, so dafs bei niederfahrendem Fahrkorb die Fangkeile angehoben werden.

Türverschlüsse und -Sicherungen

sollen bewirken, dafs die Türen nur geöffnet werden können, wenn der Fahrkorb hinter der Tür steht, und dafs bei geöffneter Tür nicht

gefahren werden kann. Ersteres wird erreicht durch Schnepper oder Riegel, die durch Gleitbahnen des Korbes zurückgezogen werden, sobald der Fahrkorb davorsteht (schematisch Abb. 117). Letzteres wird bei Aufzügen mit elektrischer Hebel- oder Druckknopfsteuerung erreicht durch Türkontakte, die den Stromkreis erst bei geschlossener Tür schliefsen; bei Aufzügen mit mechanischer Seilsteuerung auf mechanischem Wege, indem z. B. bei geöffneter Tür eine Klappe verschoben wird, die das Steuerseil sperrt (Abb. 118). Bei mechanischer Seil- oder Radsteuerung kann die Sperrung auch elektrisch betätigt werden, indem durch Oeffnen einer Tür durch einen Kontakt ein Stromkreis geschlossen wird, der beim Einschalten der Steuerung durch einen Elektromagneten den Betriebsstrom ausschaltet, so dafs das Einschalten der Steuerung wirkungslos ist (Schema Abb. 119).

Abb. 118.

Abb. 117.

Zeichenerklärung:

a = **Türkontakt (bei geschlossener Tür unterbrochen)**
b = **Ausschaltmagnet**
c = **Ausschalthebel**
d = **Anlafswiderstand mit Einschalthebel**
e = **Umschalter für die Erregung**
f = **Motoranker**
g = **Magnetfeld des Motors.**

Wirkungsweise: Beim Einschalten wird zunächst der Umschalthebel e nach rechts oder links eingeschaltet und dadurch der Motor erregt; darauf der Anlafshebel d eingeschaltet, so dafs der Motor anläuft.

Bei ordnungsgemäfs geschlossenen Türen sind die Kontakte a unterbrochen, so dafs der Motor anlaufen und arbeiten kann. Ist aber eine Tür offen, so ist der entsprechende Kontakt a geschlossen, so dafs sofort beim Einschalten des Hebels d der Ausschaltmagnet b Strom bekommt, seine Klinke anhebt und dadurch den Strom durch Freigabe des unter Federbelastung stehenden Ausschalthebels c ausschaltet.

Bei offener Tür kann also nicht gefahren werden. Wenn bei offener Tür eingeschaltet wird, so schaltet sich der Stromkreis selbsttätig aus.

Abb. 119.

Schaltungsschema für einen Aufzug mit elektrischer Stromausschaltung (durch Türkontakte betätigt).

Nach der jetzt in fast allen deutschen Bundesstaaten gültigen preufsischen Aufzugverordnung vom 14. März 1913 nebst der Ausführungsanweisung müssen alle Zugangsöffnungen zum Fahrschachte durch Türen (Fahrschachttüren) verschliefsbar sein, die bündig mit der inneren Schachtebene anzubringen sind. Die Fahrschachttüren müssen durch die Steuerung zwangsweise unter Verschlufs gebracht werden und dürfen sich nur öffnen lassen, wenn der Fahrkorb in gleicher Höhe mit ihnen steht und zur Ruhe gebracht ist. Die Einleitung der Bewegung des Fahrkorbes mufs so lange behindert sein, als nicht alle Fahrschachttüren fest geschlossen sind. Aufserdem wird bei Druckknopfsteuerungen, die ohne Führerbegleitung benutzt werden dürfen, noch ein zweiter Riegelverschlufs verlangt. Zur Erfüllung dieser Vorschriften sind eine grofse Anzahl von meist patentierten Bauarten entstanden, die alle dadurch gekennzeichnet sind, dafs durch Einschaltung der Steuerung zunächst eine Verschlufsvorrichtung in Gang gesetzt wird, die die Schachttüren verschliefst, und dafs erst, nachdem diese Verrichtung den Verschlufs bewirkt hat, der Aufzug sich in Bewegung setzt. Am gebräuchlichsten sind die in den Abb. 120a bis 121b schematisch dargestellten Verschlufsvorrichtungen.

Abb. 120a. Abb. 120b.

Bei **Ausführung nach Abb. 120a** befindet sich an jeder Tür ein Elektromagnet m, der, bei Einschaltung erregt, den Riegel r vor die Tür schiebt und nach vollständiger Verriegelung die Kontrollkontakte k schliefst, über die der zur Betätigung der Steuerapparate erforderliche Strom läuft.

Bei **Ausführung nach Abb. 120b** läuft durch den Schacht ein Zugmittel s, das, von dem Elektromagnet m bewegt, die Riegel r und Kontrollkontakte k und somit den Stromkreis für die Steuerapparate

schliefst. Hierbei kann an Stelle der einzelnen Kontrollkontakte *k* auch ein gemeinsamer *k* angeordnet werden.

Bei **Ausführung nach Abb. 121 a** ist die Gleitbahn *g* am Korb beweglich angeordnet. Der Elektromagnet *m* schiebt sie und damit den Riegel *r* in die Verschlufsstellung und schliefst die Kontrollkontakte *k* für den Steuerstromkreis.

Abb. 121 a.

Abb. 121 b.

Bei **Ausführung nach Abb. 121 b,** die nur bei Führerbegleitung anwendbar ist, wird der Verschlufs der Tür durch den Führer selbst von Hand bewirkt; der Führer schiebt den Riegel *r* vor und schliefst damit den Stromkreis für die Steuerapparate über den Kontakt *k*.

Bei den Abb. *a* bis *c* geschieht die Entriegelung der Tür durch Federn *f*, die bei Stromlosigkeit der Magnete *m* wirken können; bei Abb. 121 b öffnet der Führer selbst von Hand.

Aufser der schematisch dargestellten Verschlufsvorrichtung erhalten die Türen wie bisher Türkontakte und Riegel, die häufig mit der Verschlufsvorrichtung zu gemeinsamen Apparaten vereinigt werden.

Bei der Ausbildung der Türkontakte ist zu beachten, dafs sie beim Oeffnen der Tür **zwangläufig** durch die Türbewegung unterbrochen und bei geöffneter Tür durch Klappen, Bügel usw. unterbrochen erhalten werden müssen. Die Riegel müssen allgemein durch die Gleitbahnen zwangsweise geöffnet **und geschlossen** werden.

Steuerung.

Die Uebertragung der Steuerbewegung zur Maschine kann auf mechanischem Wege durch Seile oder Ketten oder auf elektrischem Wege erfolgen; schematisch dargestellt in Abb. 122.

1. **Seilsteuerung.** Das eine Trum eines endlosen Seiles geht durch den Fahrkorb zu dem Widerstand, der die Einschaltgeschwindigkeit selbsttätig regelt. Durch Ziehen an dem Seile nach unten oder oben fährt der Stuhl herauf oder herunter. Nur noch wenig angewendet.

2. **Radsteuerung.** Durch ein Handrad oder einen Handhebel im Korb wird vermittels eines endlosen Seiles die selbsttätige Anlaſsvorrichtung wie oben betätigt. Hierbei ist die Regelung der Fahrgeschwindigkeit möglich. Abb. 123 *a* u. *b* festgelagerte Rollen; *c* u. *d* am Hebel schwingende Rollen; *e* Rad im Fahrkorb; *f* Steuerwelle der Maschine. Das Steuerseil wird stark abgenutzt, da es bei der Fahrt dauernd läuft.

Abb. 122.

Abb. 123.

3. **Elektrische Hebelsteuerung.** Durch einen Hebel im Korb wird ein Stromkreis geschlossen, der durch biegsames Kabel zum Elektromagnet, der die Anlaſsvorrichtung einschaltet und die Bremse lüftet, führt. Regelung der Fahrgeschwindigkeit möglich. Durch Ueberleiten des Stromes über Türkontakte läſst sich bequem Abhängigkeit zwischen Steuerung und Tür schaffen (Abb. 124).

Zeichenerklärung:

a = Türkontakt (bei offener Tür unterbrochen)
b = Hebelsteuerung im Fahrkorb
c = Klemmbretter am Fahrkorb und im Schacht
d = Bewegliches Kabel
e_1 = } Umschaltmagnete
e_2 = }
f = Anlaſsmagnet
g = Bremsmagnet
h = Bremse
i = Motoranker
k = Magnetfeld des Motors
l = Anlaſswiderstand mit Einschalthebel
m = Umschalter für die Erregung.

Wirkungsweise: Um den Fahrkorb in Bewegung zu setzen, wird der Schalthebel des Hebelsteuerapparates im Fahrkorb für Auf- oder Abfahrt eingeschaltet; dadurch wird ein über die Türkontakte *a* laufender Stromkreis geschlossen, durch den der Umschaltmagnet e_1 (bzw. e_2), der Anlafsmagnet *f* und der Bremsmagnet *g* erregt wird. Diese Magnete schalten beim Anziehen das Magnetfeld und den Motoranker ein, die Anlafswiderstände ab und lüften die Bremse. Das Anhalten des Fahrkorbes geschieht durch Zurückschalten des Schalthebels *b* auf Mittelstellung, wodurch sämtliche Magnete stromlos werden und in ihre Ausschaltstellung zurückgehen.

Da die Türkontakte *a* in die Steuerleitung eingeschaltet sind, arbeitet die Steuerung nur, wenn die Türen geschlossen sind.

4. Elektrische Druckknopfsteuerung. Fast immer verbunden mit selbsttätiger Ausschaltung an den Haltestellen. Durch Drücken auf einen Knopf wird wie bei der Hebelsteuerung die selbsttätige Anlafsvorrichtung betätigt. Statt des Elektromagnets wird besonders bei Wechselstrom auch ein Hülfsmotor verwendet.

Abb. 124.

Schaltungsschema für einen Aufzug mit elektrischer Hebelsteuerung.

Abb. 125.

Schaltungsschema für einen Aufzug mit elektrischer Druckknopfsteuerung.

Bei Stockwerkeinstellung wird ein besonderer Schalter angewendet, der den Strom an der betreffenden Haltestelle abschaltet.

Steuerung vom Korb und von aufsen möglich. Beim Betreten des Korbes wird die Aufsensteuerung meist durch einen beweglichen Fufsboden ausgeschaltet (Abb. 125).

Zeichenerklärung:

a = Türkontakt (bei offener Tür unterbrochen)
b = Druckknopfkasten im Fahrkorb
b_1, b_2, b_3 = Druckknopfkasten an den Stockwerken (zum Heranholen
c = Klemmbretter am Fahrkorb und im Schacht
d = Bewegliches Kabel
e_1, e_2 = Umschaltemagnete
f = Anlafsmagnet
g = Bremsmagnet
h = Bremse
i = Motoranker
k = Magnetfeld des Motors
l = Anlafswiderstand mit Einschalthebel

m = Umschalter für die Erregung (verbunden mit Unterbrechungskontakt [m_1] für Druckknopfsteuerung)
n_1, n_2, n_3 = Stockwerkschaltermagnete
o = Kontakt am beweglichen Fufsboden des Fahrkorbes
p_1, p_2, p_3 = Ausschaltkontakte für die Steuerung
q = Richtungsschalter für Zwischenstockwerk
r = Gleitbahn am Fahrkorb zur Betätigung der Ausschaltkontakte.

Wirkungsweise: Um den Fahrkorb in Bewegung zu setzen, wird auf einen der Druckknöpfe b (b_1, b_2, b_3) gedrückt. Wenn z. B. der Knopf 1 im Fahrkorb gedrückt wird, entsteht folgender Stromlauf:

Vom + Pol über Leitung 6 — Türkontakte a — Kontakt m_1 — Leitung 5 — Klemmbrett c — Kabel d — Klemmbrett c — Leitung 5 im Fahrkorb — Druckkontakt 1 — Klemmbrett c — Kabel d — Klemmbrett c — Leitung 1 — Stockwerkschaltermagnet n_1 — Leitung 8 — Ausschaltkontakt p_1 — Leitung 11 — Umschaltmagnet e_1 — Leitung 14 — Anlafsmagnet f — Leitung 15 — Bremsmagnet g — Leitung 16 zum — Pol zurück.

Durch diesen Stromkreis werden die Magnete erregt und betätigen die Apparate. Der Magnet n_1 zieht den vor ihm liegenden Kontakthebel an und leitet dadurch den Strom aus Leitung 6 über Leitung 7 unmittelbar durch Magnet n_1 — Leitung 8 usw., wie oben beschrieben, so dafs jetzt, nach Ansprechen der Steuerung, nicht länger auf den Druckknopf 1 im Fahrkorb gedrückt zu werden braucht. Durch das Arbeiten des Magneten e_1 wird der Kontakt m_1 ausgeschaltet, mithin Leitung 5 (und sämtliche Druckknöpfe) während der Fahrt stromlos.

Unter der Einwirkung der durch die Magnete betätigten Einschaltungen fährt jetzt der Fahrkorb nach dem zum Druckknopf 1 gehörigen Stockwerke, wo der Stromkreis der Steuerung durch Ausschalten des Kontaktes p_1 mittels der am Korb sitzenden Gleitbahn r unterbrochen wird; dadurch gehen alle Magnete in Mittellage zurück, und der Fahrkorb kommt zum Stehen.

Die äufseren, in den Haltestellen sitzenden Kontakte b_1, b_2, b_3 erhalten ihren Strom durch einen Kontakt 0 am beweglichen Fufsboden des Fahrkorbes; der Fufsboden wird durch eine leichte Feder angehoben, so dafs er durch das Gewicht einer Person sicher niedergedrückt wird. Die Aufsensteuerung spricht daher nur an, wenn der Fahrkorb leer ist.

Wird auf den Knopf 2 der mittleren Stockwerke gedrückt, so entsteht ein Stromkreis ähnlich demjenigen, welcher oben für Knopf 1 beschrieben ist, nur mit der Abänderung, dafs der Strom von dem Ausschaltkontakt p_2 durch Leitung 12 nicht unmittelbar nach e_1 oder e_2, sondern zunächst nach dem Richtungsschalter q läuft, von dem er je nach Stellung des Fahrkorbes nach e_1 oder e_2 geleitet wird. Dieser Richtungschalter wird von der Maschine oder von dem Aufzuge so bewegt, dafs der aus Leitung 12 kommende Strom nach der für Abfahrt bestimmten Umschaltespule e_1 oder nach der für Auffahrt bestimmten Spule e_2 läuft, je nachdem ob der Aufzug über oder unter der zweiten Haltestelle steht.

d. Druckwasseraufzüge.

1. Unmittelbar wirkende Aufzüge

mit einfachem Tauchkolben (Abb. 126) in versenktem Druckzylinder finden hauptsächlich für **kleine Hubhöhen** (bis etwa 6 m) Anwendung. Führung in der Stopfbüchse und an den Seitenflächen der Lastplatte.

Kolbendruck $= {}^1/_4\, \pi D^2 p$ = Nutzlast + Eigengewicht + Reibung + Beschleunigungsdruck.

Der Auftrieb kann vernachlässigt oder zur Ueberwindung des Beschleunigungsdruckes in Rechnung gesetzt werden. Ausgleichung des Eigengewichtes am häufigsten durch zwei Kettenzüge mit Gegengewichten, die unmittelbar an der Lastplatte angreifen. Um den selbsttätigen Rücklauf des Aufzuges mit genügender Geschwindigkeit zu sichern, darf nur ein Teil des Eigengewichtes ausgeglichen werden. Zur Ausgleichung kann auch ein beständig unter Wasserdruck stehender Entlastungskolben ohne Zwischenventil dienen, wobei das Druckwasser des Ausgleichzylinders beim Senken der Last in die Druckleitung zu-

rückgedrückt wird. Letztere Art derAusgleichung ist teuer, wird daher selten angewendet. Für **gröfsere Hubhöhen** (von etwa 6 bis 30 m) werden unmittelbar wirkende Aufzüge nur dort angewendet, wo die Bodenverhältnisse keine Schwierigkeiten für die Herstellung des Bohrloches bieten. Der Kolben wird aus einzelnen Rohren zusammengesetzt, die durch innenliegende Muffenverschraubungen aus Metall mit einander verbunden sind. Als Sicherung gegen Lösen der Verschraubungen dient eine in der Kolbenmitte durchlaufende Zugschraube. Die Kolben sind auf Knickfestigkeit mit mindestens 10-facher Sicherheit zu berechnen.

Abb. 126.

Die Beanspruchung auf Knicken wird (nach R. Cramer) vermieden durch hohle Kolben ohne Bodenverschlufs, so dafs das Druckwasser bis unter die Kopfplatte des Kolbens reicht.

Ausgleichung der toten Last und des veränderlichen Auftriebes.

1. Nach Edoux. Durch Gegengewichte in den Führungssäulen oder neben dem Fahrschacht und durch Verbindungsketten, deren Eigengewicht p (kg/m) dem Auftriebe des Kolbens vom Durchmesser D in m entspricht. Es mufs dann sein: $p = 390\,D^2$ (bei zwei Ketten ist also das Eigengewicht/m einer Kette $= 0{,}5\,p$). Die Kette vermehrt die Beschleunigungswiderstände.

2. Nach C. Flohr. Durch Gegengewichte neben dem Fahrschachte, die mittels eines Stahldrahtgurtes am Fahrkorbe angreifen. Gewicht des Stahldrahtgurtes in kg/m gleich dem Kolbenauftriebe für 0,5 m Eintauchtiefe; Breite des Gurtes ungefähr 300 mm.

3. Nach R. Cramer. Durch das Eigengewicht des Uebersetzungskolbens und durch Vermehrung der Druckwassersäule im Vorzylinder A (Abb. 127) bei aufsteigendem Kolben, d. i. abnehmendem Auftrieb.

Abb. 127.

von dem Steuerkasten.

Ausführung. Die Druckzylinder werden in Bohrlöcher versenkt und diese durch schmiedeiserne Rohre von 5 bis 10 mm Wandstärke gegen Erddruck gesichert. Bodenschlufs des Bohrloches durch Beton, der Zwischenraum zwischen dem schmiedeisernen Bohrrohr und dem Druckzylinder wird mit Sand ausgefüllt.

Die gleichachsig mit dem Kolben fest verbundene Kopfplatte mufs genau zum Kolben geführt werden. Kopfplatte oder Fahrkorb sollen eine vollständige Führung von möglichst grofser Höhe ($\geq 2{,}5$ m) erhalten. Führungsrollen werden selten verwendet (Gang unruhig); sie erfordern Durchmesser > 200 mm und seitliche Spurkränze.

Uebersetzungskolben (Abb. 127) ermöglicht beliebigen Treibkolbenquerschnitt für gegebenen Wasserdruck; s. auch vorstehend unter 3. Ist

F der volle, F_r der Ringquerschnitt des Uebersetzungskolbens im Vorzylinder A,
f der Querschnitt des Treibkolbens,
p_a, p_c der Wasserdruck vor dem Uebersetzungskolben bzw. vor dem Treibkolben,
s der Hub des Uebersetzungskolbens,
h der Hub des Treibkolbens,

so ist $$p_c > p_a, \quad p_c = p_a \frac{F}{F_r} \quad \text{und} \quad s = h \frac{f}{F_r}.$$

Wird der Ringquerschnitt F_r nach oben gelegt, so ist umgekehrt

$$p_c < p_a, \quad p_c = p_a \frac{F_r}{F} \quad \text{und} \quad s = h \frac{f}{F}.$$

2. Mittelbar wirkende Aufzüge

für gröfsere Förderhöhen und bei Bodenverhältnissen, welche die Herstellung eines Bohrloches nicht gestatten, gut anwendbar; beste Anordnung mit stehendem Zylinder. Die Uebertragung mittels Rollen durch Seile, selten durch Ketten; je nach der Hubhöhe und Tragfähigkeit wird das Uebersetzungsverhältnis zwischen 2 und 10 genommen.

Abb. 128.

Stehende Anordnung des Aufzugzylinders.

Der Druckzylinder wird je nach der Oertlichkeit entweder im Aufzugschacht oder aufserhalb neben diesem angeordnet. Raumbedarf im Querschnitte rd. 600 . 900 mm.

Das Eigengewicht des Fahrkorbes wird durch das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstange, der Rollen und durch die etwa noch erforderlichen Gegengewichte, die in der Rollengabel anzubringen sind, ausgeglichen. Die Oberseite des Kolbens steht immer unter Druckwasser. Der Höhenunterschied zwischen höchster Stellung des Kolbens und des Abflusses darf nicht mehr als 10 m betragen, um ein Abreifsen der auf der Unterseite des Kolbens saugend wirkenden Wassersäule zu verhindern.

Anordnung nach C. Flohr. Die Steuerung (Abb. 128) ist ein Kolbenschieber, der durch Ziehen an dem um die Steuerscheibe a geschlungenen Steuerseile mittels

eines Zahnstangengetriebes bewegt wird. In der gezeichneten Stellung steht der Aufzug still, da beide Scheiben *b* und *c* den Austrittkanal *d* abschliefsen. Wird der Steuerkolben gehoben, so wird der Austritt *d* geöffnet; der Aufzug fährt aufwärts. Wird der Steuerkolben gesenkt, so dafs die Scheibe *b* die Stellung der Scheibe *c* einnimmt, so ist der Raum über dem Kolben durch *e, f, g, h* und *d* mit dem Raume unter dem Kolben verbunden: der Aufzug fährt abwärts. Rückschlagventil *u* dient zur Vermeidung von Stöfsen beim Anhalten des Aufzuges.

Die Druckzylinder müssen sehr genau ausgebohrt und namentlich an den Stöfsen sauber zusammengepafst sein. Verbindung der einzelnen Zylinderstücke durch Flansche, die mit Vorsprung und Nut ineinandergreifen. Abdichtung des von zwei Kolbenstangen getragenen Kolbens gegen den Zylinder durch drei Gummiringe mit dahinterliegendem Lederstulp, der durch das Druckwasser die Gummiringe gleichmäfsig an die Zylinderwandungen anprefst. Für gute Schmierung der Rollenbolzen und des Aufzugzylinders ist Sorge zu tragen. Tropfwasser aus den Stopfbüchsen ist durch Tropfrohre in die Abflufsleitung abzuführen. Zylinderdeckel sowie Kolben sind mit Entlüftungsvorrichtung zu versehen.

Wirkungsgrad bei unmittelbar wirkendem Aufzug 60 bis 70 %,
„ mittelbar „ „ 55 „ 67 „ ;
Geschwindigkeit bei unmittelbar wirk. Aufzug 0,3 bis 0,5 m/sk,
„ mittelbar „ „ bis 1,5 m/sk.

e. Paternosteraufzüge für Personenbeförderung

(Abb. 129)

sind besonders geeignet zur Bewältigung eines grofsen anhaltenden Verkehrs zwischen den Stockwerken in Amts-, Verwaltungs-, Bank-, Bureaugebäuden u. dgl. Gröfste zulässige Geschwindigkeit 0,25 m/sk, dennoch hohe Leistungsfähigkeit (etwa 2000 bis 2500 Personen in 8 st) wegen Abkürzung der Wartezeit. Unfälle laut Statistik geringer als bei anderen Aufzügen.

An Bolzen zweier endlosen, gleich schnell und ununterbrochen laufenden Ketten hängen 10 oder 12 Körbe in etwa 4 bis $4^1/_2$ m Abstand so, dafs jeder Korb von beiden Ketten getragen wird. Drehrichtung nach örtlichen Verhältnissen, häufig im Sinne des Uhrzeigers. Die Ketten aus Stahl von etwa 170 bis 200 mm Teilung haben einfache blockartige Mittelglieder und doppelte Seitenlaschen, laufen oben und unten über Polygone, deren Daumen zwischen die Seitenlaschen fassen und Drehung verhindern, und im Schachte zwischen den Schenkeln von Winkeleisen. Starke Schutzbügel unter den unteren, meist von der Maschine angetriebenen Polygonen sichern dauernden Ketteneingriff. Bei Kettenbruch bilden die Ketten in den Führungen und Schutzbügeln tragende Stützen und wirken als Fangvorrichtung. Beim Reifsen einer Kette darf die andere höchstens mit einem Fünftel ihrer Bruchfestigkeit beansprucht werden. Die oberen Polygone erhalten Spannvorrichtungen zum Ausgleich der Kettenlängung. Die Körbe, die nur einen Zugang haben dürfen, führen sich in Holzstrafsen und setzen oben und unten unter Beibehaltung ihrer senkrechten Lage gefahrlos über. Vor den Polygonen wird auf der Zugangseite der Körbe eine feststehende Schutzwand in ganzer Breite und Höhe angeordnet, deren unterer Teil aus Leinwand besteht, die beim Berühren durch Kontakte o. dgl. sofortigen Stillstand bewirkt. Gewöhnliche Ausführungen für 1 (2) Person(en):

Korbbreite: 750 (950) mm; Korbtiefe: 750 (1000) mm; Schachtbreite: 2200 (2600) mm; Schachttiefe: 1300 (1600) mm; Korbhöhe:

2000 (2200) mm; Kettenangriff: 200 mm unter Korboberkante; Durchfahrthöhe über Fufsboden der höchsten Haltestelle: 3,6 bis 4,1 m; unter Fufsboden der tiefsten Haltestelle: 5 bis 5,5 m; Körbe für mehr als zwei Personen unzulässig. Der Zwischenraum zwischen den Körben bleibt entweder offen, wobei die Korbdecken zur Vermeidung des Betretens tief ausgeschnitten werden, oder er wird durch leichte, bei Berührung zurückweichende ausbalancierte Schürzen, die zur Hälfte oben und unten am Korb sitzen, verschlossen. Die Schachtzugänge bleiben stets offen und werden nur in Betriebspausen durch vorgehängte Schnüre abgesperrt.

Abb. 129.

Weitere Sicherheitsvorrichtungen: Lange Handgriffe an den Wänden der Körbe und Schachtzugänge. Reichliche Beleuchtung derselben; empfehlenswert unmittelbare Beleuchtung der einzelnen Körbe. Druckknöpfe zum Anhalten an den Schachtzugängen und manchmal auch in den Körben. Deutliche Schilder oder Transparente mit Stockwerkbezeichnung. Bewegliche, oft mit Haltkontakt versehene etwa 20 cm breite, nach oben bewegliche Klappen am Fufsboden der Körbe und der Schachtzugänge. Antrieb meistens durch langsam laufende Elektromotoren von 2 bis 3 PS Dauerleistung mit gleichbleibender Umdrehungszahl von etwa 350 bis 500 i. d. Minute, seltener durch Trans-

mission. Uebersetzung durch Schneckenrad mit steilgängiger Schnecke und Kugeldrucklager und Räder- oder Treibkettenvorgelege, mit Bremse zum schnellen Anhalten in Gefahrfällen. Anlassen von Hand aus im Maschinenraum oder durch Druckknöpfe mit Schlüsselverschlufs von den Stockwerken aus. In letzterem Falle Abschaltung und Verriegelung der Steuerapparate nach vollbrachter Einschaltarbeit durch kleine Hülfsmagnete zwecks Stromersparnis. Anhalten durch Gefänge oder Druckknöpfe. Leerlaufarbeit: etwa 0,9 bis 1,1 KW bei 12 Körben. Belastung ändert diesen Energieverbrauch wenig, weil die meisten Fahrgäste auch wieder abwärts fahren. Vorteile der Paternosteraufzüge: Grofse Leistungsfähigkeit. Wegen der gleichbleibenden Bewegung günstige Beanspruchung der Mechanismen und Apparate; geringer Verschleifs; Fortfall eines ständigen Führers; geringer Stromverbrauch im Verhältnis zu Einkabinenaufzügen durch Vermeidung der Beschleunigungsarbeit beim Anfahren; daher erhebliche Ersparnis selbst unter Berücksichtigung der höheren Anlagekosten.

E. Fördermaschinen.*)

(Elektrische Fördermaschinen Abschn. Elektrotechnik.)

a. Vorgelegemaschinen.

1. Göpel und Kabel (Förderung mit einem Trum).

Winden S. 407. Bei **Menschengöpeln** sei der Krafthebelarm $a = 1,5$ bis 2 m. Ueber die mögliche Tagesleistung eines kräftigen Mannes an der Kurbel oder am Göpel bei 8stündiger wirklicher Arbeitszeit S. 2. Für die tatsächliche Leistung rechne man nach F. Rziha**) für 1 Mann am Haspel 15 000 bis 12 000 mkg/st in 8- bzw. 12stündiger Schicht bei Teufen nicht über 100 m.

Abb. 130.

Für gröfsere Lasten oder schnellere Förderung werden **Pferdegöpel** verwendet. Krafthebelarm 5 bis 6 m. Wirkliche mittlere Tagesarbeit eines Pferdes in 8stündiger Schicht bei Teufen bis 100 m 700 000 bis 800 000 mkg.

Im Bergbau ist zum Einbau von schweren Maschinenteilen und Schachtausrüstungsteilen (grofse Lasten bei kleinen Geschwindigkeiten) als sog. **Dampfkabel** (Abb. 130)***) im Gebrauch: Zwillingsmaschine ohne eigenen Kessel mit Schieberkulissensteuerung, zwei- auch dreifachem Rädervorgelege (meist Winkelzähne, bei Handantrieb drei- bis

*) Vgl. zu den einzelnen Abschnitten: Die Schachtfördermaschinen von Teiwes u. Förster. Jul. Springer, Berlin 1913 und dessen umfangreichen Literaturnachweis S. 410 bis 420.

**) Z. d. V. d. I. 1894 S. 642 ff.

***) Abb. 130 bis 134 nach Ausführungen der Maschinenfabrik Emil Wolff, Essen a. d. Ruhr.

vierfaches Vorgelege), Hand- oder Fufs- und Schraubenbremse als Bandbremse auf Vorgelege- oder Antriebwelle, Drosselklappe (Fahrventil).

2. Förderhaspel und kleinere Dampffördermaschinen

(Förderung mit zwei Trums von entgegengesetzter Bewegungsrichtung).

Förderhaspel (nur für Lastenförderung) (Abb. 131). Verwendet zur Nebenförderung in blinden Schächten zwischen zwei Sohlen, bei Aufschlufs- und Abteufarbeiten (kleine Einzellasten bei gröfseren Geschwindigkeiten). Meist Zwillingsmaschine mit Stephensonscher Kulisse treibt vermittels einfachen oder doppelten Zahnradvorgeleges (fast durchweg maschinengeformte, rohe Zähne) eine Seiltrommel (seltener zwei von halber Breite). Trommel ganz aus Gufseisen mit Belag aus Eichenholz oder gufseiserne Armkreuze mit aufgelegtem Blechmantel, vielfach darauf noch Holzbelag. Antriebritzel (Stahlgufs) meist ausrückbar zwecks Abbremsens von Lasten bei stillstehender Maschine. Eine (seltener zwei gemeinsam zu betätigende) Bandbremse mit Holzfütterung, auf an die Trommel angegossenen oder angeschraubten Bremsring wirkend und durch Hand oder Fufs betätigt. Bei ausrückbarem Ritzel „geschlossene" Bremse derart, dafs ein (beim Fahren durch Hand oder Fufs zu lüftendes) Gewicht die Bremse stets anspannt.

Abb. 131.

Dampfkabel und Dampfhaspel
der Maschinenfabrik Emil Wolff in Essen a. d. Ruhr.

Uebliche Gröfsen und Leistungen von Zwillings-Förderhaspeln.

Nr. der Maschine	Zylinder Durchm. mm	Zylinder Hub mm	Uml./min	Leistung bei 4 at Eintr.-Spannung PS	Trommel *) Durchm. mm	Trommel *) Breite mm	Klemmscheibendurchm. mm	Zugkraft an der Trommel kg	Fördergeschwindigkeit m/sk	Seildurchm. Patentgufsstahldr. mm (etwa)	Raumbed. mit Trommeln Länge m	Raumbed. mit Trommeln Breite m	Ungef. Gewicht der Maschine mit 2 Trommeln kg
4	120	130	200	7	450	400	500	600	0,7	11	1,0	1,0	1 000
5	130	180	190	11	500	450	500	900	0,8	13	1,1	1,1	1 500
6	150	200	180	16	700	700	800	1200	0,9	15	1,5	2,0	2 000
7	175	250	160	24	800	800	900	1900	1,0	18	2,0	2,0	2 800
8a	200	300	135	32	1000	1000	1000	1900	1,2	20	2,0	2,2	3 300
8b	220	300	135	39	1000	1100	1100	2000	1,3	23	2,3	2,2	3 500
9a	235	350	120	50	1100	1200	1200	2400	1,4	23	2,1	2,5	4 500
9b	235	400	110	55	1200	1400	1300	2500	1,5	25	2,3	2,5	5 500
10	260	400	110	67	1400	1400	1400	2800	1,6	25	2,5	2,8	6 500
11	275	460	100	77	1500	1600	1500	2900	1,8	28	2,5	3,0	8 000
12	300	500	90	90	1650	1800	1600	2900	2,0	30	3,5	4,0	8 600
13	323	500	90	100	1800	1800	1800	2900	2,2	33	4,0	5,0	9 000
14	350	500	90	110	1900	2000	2000	3000	2,4	35	4,0	5,0	10 000

Haspel mit Scheibe haben einen Raumbedarf von etwa $^2/_3$ obiger Breiten.

*) Oder mit zwei Trommeln von halber Breite.

Uebliche Gröfsen von Dampfkabeln.

Zylinder		Trommel		Uml./min	Ungef. Zugkraft bei 4 at Eintr.-Spannung	Seildurchm. Patentgufsstahldraht	Ungef. Gewicht der Maschine
Durchm. mm	Hub mm	Durchm. mm	Breite mm		kg	mm	kg
175	250	500	1200	160	10 000	26	7 500
200	300	500	1500	135	15 000	34	9 500
235	400	600	1600	110	20 000	37	11 000
260	400	600	1600	110	25 000	42	13 000
275	460	700	1700	100	30 000	45	18 000
300	500	800	1700	90	40 000	50	23 000
325	500	900	1800	90	45 000	55	28 000
350	500	1000	1800	90	50 000	60	32 000

Kleinere Dampffördermaschinen (Abb. 132 bis 134), d. s. gröfsere Förderhaspel mit liegender Zwillingsmaschine und Schieber-Kulissensteuerung, für Lasten- und Menschenförderung eingerichtet, als Hauptfördermaschine für Braunkohlengruben, Erzbergwerke, Silber-, Gold- und Edelsteingruben verwendet.

Abb. 132.

Zahnradvorgelege meist einfach und in zwei gleiche Räderpaare zerlegt; zwei Trommeln (zylindrische oder kegelige) bzw. Bobinen (vgl. S. 433). Seilwindungen nebeneinander, bei grofsen Teufen (Edelstein- und Goldgruben) zuweilen neben- und übereinander.*) Eine der Trommeln oder auch beide versteckbar eingerichtet (Abb. 132), damit man die Förderkörbe gegeneinander verstellen kann (Förderung von verschiedenen Sohlen), vermittels loser und fester Nabe und Versteckbolzen (S. 454).

In Amerika und England vielfach jede Trommel für sich betriebsfähig unter Vermittlung besonderer (Reibungs-) Kupplungen.**) Ausrüstung mit Band-, seltener Backenbremse auf jeder Trommel, wenn letztere ausrückbar, getrennt, sonst gemeinsam zu betätigen vermittels Fufs und Schraube, selten durch Dampf. Führerstand mit Hebeln für Umsteuerung, Drosselventil, Hahnzug, Tritt und Schraube zur Bremse, gegebenenfalls Schraubenradgetriebe zur Betätigung der Trommel-

*) Engng. 1906 S. 820.
**) Engng. 1906 S. 821; Z. d. V. d. I. 1904 S. 963.

kupplungen. Teufenzeiger (bei ausrückbaren Trommeln zwei getrennte) mit Warnschelle, rd. zwei Umdrehungen vor der Hängebank ertönend, und Sicherheitsvorrichtung, die beim Uebertreiben des Korbes durch ausgelöstes Fallgewicht die Bremse anzieht, zuweilen auch den Dampf absperrt. Gemeinsamer Grundrahmen der ganzen Maschine aus Walzeisen oder Hohlgufs.

Seilgeschwindigkeiten bis rd. 5 m. Darüber hinaus und bei gröfseren Zylinderabmessungen ($d > 350$ mm) wird unmittelbarer Antrieb ohne Vorgelege vorgezogen.

Berechnung (auch der Förderhaspel) auf statischer Grundlage unter Mafsgabe der Forderung, dafs das gröfste auftretende statische Moment in der ungünstigsten Kurbelstellung der Maschine, d. h. von einem Zylinder allein bewältigt werden kann (S. 437). Diese Bedingung liefert entsprechend der geringen Gröfse und Geschwindigkeit der bewegten Massen ausreichendes Beschleunigungsvermögen.

Abb. 133.

Abb. 134.

Mechanischer Wirkungsgrad eines Vorgeleges (maschinengeformte rohe Zähne) etwa 0,92.

Ueber Wirkungsgrad der Dampfmaschine und der Förderung (Seilscheiben-, Schacht- und Luftreibung) S. 438, so dafs bei einfachem Vorgelege Wirkungsgrad zwischen Zylinder und Förderkorb 0,65 bis 0,7.

Bremse mit rd. 3facher statischer Sicherheit, dabei Fufsdruck für Trittbremsen höchstens mit 50 kg, besser kleiner bei Festlegung der Hebelübersetzung einzuführen. Bemessung des Fallgewichtes der Sicherheitsvorrichtung derart, dafs der mit der gröfsten Geschwindigkeit übertriebene beladene Korb auf etwa 2 m zum Stillstand kommt.

Dampfverbrauch hoch, entsprechend dem kleinen Zylindervolumen bei verhältnismäfsig grofsen schädlichen Oberflächen, dem Fehlen von Mantelheizung, der unvollkommenen Steuerung, die zum Arbeiten mit Vollfüllung und, zwecks Leistungsverminderung, Drosselung des Dampfes zwingt, sowie der meist wenig flotten Förderung.

Eingehende Dampfverbrauchsversuche für diese kleineren Maschinen liegen nicht vor, schätzungsweise kann mit etwa 40 bis 50 kg Dampf bei 8 bis 10 at Eintrittsspannung für die Schachtpferdekraftstunde gerechnet werden. (Leistung in Schachtpferdestärken $= \frac{N_{st} \cdot T}{75 \cdot 3600}$, worin N_{st} die in einer Stunde geförderte Nutzlast in kg, T die Teufe in m bedeutet.)

b. Dampffördermaschinen mit Maschinenantrieb ohne Uebersetzung.

1. Allgemeine Anordnung.

Zwei unter 90° Kurbelversetzung arbeitende Maschinenseiten, fast durchweg in liegender Anordnung, deren gemeinschaftliche Kurbelachse zur Aufnahme der Seile zwei Trommeln (zylindrische, kegelige oder Bobinen) oder eine Treibscheibe trägt. Bei übergrofser Breite sind vereinzelt die Trommeln auf zwei hintereinanderliegenden, durch zwei Hülfskurbeltriebe gekuppelten Achsen angeordnet*) (selten, weil schwer, verwickelt und teuer). Stehende Anordnung der Maschinen**) hat sich wegen Unübersichtlichkeit sowie bedeutender Mehrgewichte und Mehrkosten gegenüber liegenden Maschinen gleicher Stärke nicht einzubürgern vermocht. Allgemeine Anordnung zum Schacht entsprechend Abb. 135. Führung der Seile von den Trommeln bzw. der Treibscheibe über zwei neben- oder untereinander auf dem Schachtgerüst gelagerte Seilscheiben. Abstände *a*, *b* und *c* nach örtlichen Verhältnissen unter Wahrung folgender Gesichtspunkte:

Abb. 135.

a (senkrechter Abstand der obersten Hängebank von der Seilscheibenachse) = Korbhöhe + mindestens 6 m, meist mehr, 6 bis 14 m;

b gleich dem 30- bis 40fachen der Trommelbreite für zylindrische, dem 20- bis 30fachen für kegelige Trommeln. Gebräuchliche Werte:

b = 40 bis 50 m für zylindrische und Kegeltrommeln sowie Treibscheibenmaschinen,

= 25 „ 35 „ „ Bobinen.

Oberste Grenze rd. 50 m, sonst starkes Schwanken und Schlagen der Seile.

Mafsgebend ist bei Trommelmaschinen stets und bei Treibscheibenmaschinen, sofern die Seilscheiben nebeneinander liegen, der gröfste Seilablenkungswinkel α zwischen Seilrichtung und Kreistangente an die Trommel (Abb. 135), der 1° 30′ nicht überschreiten soll, damit sich die Windungen auf der Trommel gut nebeneinander legen bzw. das Seil ordnungsgemäfs in der Rille der Treibscheibe läuft. Ausführungen zeigen α = 45′ bis (selten) 2° 40′, meist 1° bis 1° 30′.***)

2. Fördergefäfse.

Förderkörbe aus Profileisen und gelochten Blechen, selten mit einer, meist mit mehreren übereinander liegenden Etagen, auf jeder derselben

*) Z. d. V. d. I. 1902 S. 953 u. 1057. — **) Z. d. V. d. I. 1902 S. 953.

***) Entwicklung des Niederrheinisch-Westfälischen Steinkohlenbergbaues in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts. Berlin. Jul. Springer (im folgenden mit „Sammelwerk" bezeichnet). V. Bd. S. 283.

zwei Wagen neben- oder hintereinander. Vorwiegende Etagenzahl auf Braunkohlengruben 1, Erzgruben 1 oder 2, Kohlengruben 2 bis 4. Bei Doppelförderung in einem Schacht zuweilen auch nur ein Wagen in jeder Etage, dann Etagenzahl 6 bis 8. Eigengewicht der Körbe je nach Bauart stark schwankend, durchschnittlich kann gesetzt werden:

Zahl der Etagen	Zahl der Wagen	Gewicht eines Förderkorbes einschl. Zwischengeschirr und Fangvorrichtung kg	Zahl der Etagen	Zahl der Wagen	Gewicht eines Förderkorbes einschl. Zwischengeschirr und Fangvorrichtung kg
1	1	800 bis 1200	4	8	7000 bis 9000
1 oder 2	2	1800 „ 2300	4	4	4000 „ 5000
2	4	3800 „ 4500	6	6	7000 „ 9000
3	6	5000 „ 7000	8	8	8000 „ 10000

Die gröſseren Gewichte gelten jeweilig für Förderung mit Unterseil.

Förderwagen.

	Nutzlast kg	Eigengewicht kg
Braunkohlengruben	350 bis 400	300 bis 320
Erzgruben	500 „ 800	350 „ 500
Steinkohlengruben	600 „ 800	350 „ 500

3. Seile.

Seilgeschwindigkeiten. Für neuere, gut ausgebaute Schächte beträgt die Höchstgeschwindigkeit in der Beharrungsperiode 6 bis 10 m/sk für die Menschen- und Lastenförderung:

etwa 10 m/sk bis 300 m Teufe,
„ 10 bis 15 „ „ 400 „ „ ,
„ 15 „ 20 „ „ 600 „ „ ,
„ 20 „ 28 „ über 600 „ „ .

Bei älteren, in Holz gezimmerten Schächten und geringen Teufen überschreitet die höchste Seilgeschwindigkeit nicht 8 bis 10 m/sk bei Lasten-, 3 bis 4 m/sk bei Menschenförderung.

Berechnung der runden oder flachen Förderseile (aus Stahldraht, Hanf, Aloe) unter Berücksichtigung des Eigengewichtes und der dynamischen Zusatzbeanspruchungen während der Beschleunigungs- und Bremsperiode, für Personenförderung nach den jeweiligen Bergpolizeiverordnungen der einzelnen Bergbezirke mit 8- bis 10facher Sicherheit. Vorgeschriebene Untersuchungen: vierteljährlich Abhauen 1 m über dem Einband (an dieser Stelle leidet das Seil am meisten wegen der unvermeidlichen Stauchungen) und Vornahme von Biege- und Zerreiſsversuchen. Seile für Treibscheibenförderung werden, weil Seilabhauen unmöglich, nur auf bestimmte Zeit genehmigt. Jetzt vorwiegend Rundseile, fast durchweg aus Patent-Guſsstahldraht mit $K_z = 130$ bis 180 kg/qmm.*) Für Rundseile bei Trommelförderung viel-

*) Im Oberbergamtsbezirk Dortmund waren in den Jahren 1872 bis 1899 plötzliche Seilbrüche zu verzeichnen

bei 11,95 % der Eisenrundseile,
„ 12,93 % „ Eisenbandseile,
„ 1,86 % „ Guſsstahlrundseile,
bei 5,80 % der Guſsstahlbandseile,
„ 6,60 % „ Aloebandseile.
(Sammelwerk V. Bd. S. 256.)

fach Kreuzschlag- und patentverschlossene, für Treibscheibenförderung Längsschlag-, flachlitzige und Dreikantlitzen-Seile.

Näheres über Hanf- und Drahtseile I. Bd., 6. Abschn. Maschinenteile für Hebemaschinen.

4. Arten der Förderung und Seilausgleich.*)

Je nachdem das Gewicht des Förderseiles, durch dessen Einflufs bei gröfseren Teufen und Seilstärken zum Ende des Förderzuges häufig negatives Lastmoment und damit schwierige Beherrschung der Maschine herbeigeführt werden kann, ausgeglichen ist oder nicht, und je nach der Ausbildung der Seilaufwickelvorrichtung, die meist in engem Zusammenhang mit der Frage der Seilausgleichung steht, sind zu unterscheiden:

α) **Förderung mit zylindrischen Trommeln ohne Seilausgleich** (Abb. 136) ermöglicht regelrechte Förderung mit beiden Körben von verschiedenen Fördersohlen aus sowie gleichzeitiges Umsetzen oben und unten der mehretagigen Körbe unter vollständigem oder praktisch ausreichendem Vermeiden von Hängeseil (und damit Seilstauchungen), je nach Bauart und Bedienung der Aufsetzvorrichtungen.**) Derartige Trommeln finden sich daher meistens, wo viel von verschiedenen Sohlen gefördert werden mufs und Teufe und Belastungen so gering sind, dafs der Einflufs des Seilgewichts keine negativen Lastmomente herbeiführt. (Das Gewicht der Nutzlast mufs gröfser sein als das des Seiles von einer Länge gleich der Teufe.)

Abb. 136.

Unterseil

β) **Förderung mit zylindrischen Trommeln mit Seilausgleich durch Unterseil.** Vielfach für gröfsere Teufen angewendet. Flachseil vom Gewicht des Förderseils wird unter den Böden der beiden Förderkörbe angeschlagen und im Schachttiefsten um Holzbalken geführt (in Abb. 136 punktiert angedeutet). Bestes Material wegen des kleinen Krümmungshalbmessers erforderlich. Nachteile: Gefahr des Durchrostens in feuchten Schächten, Schachtbeschädigung bei Seilschlagen. Zuweilen daher nur leichtes Unterseil, ausreichend lediglich zur Beseitigung negativer Momente. Im Gegensatz dazu wird neuerdings vielfach Unterseil schwerer als Oberseil gewählt, weil sein Uebergewicht in der Anfahrperiode den von der Maschine zu überwindenden resultierenden Seilzug verkleinert und zum Schlufs des Förderzuges die Verzögerung des freien Auslaufes vergröfsert (Verkürzung der Zugdauer). Regelrechte Förderung mit beiden Körben nur von einer Sohle möglich, von anderen Sohlen nur mit einem Korb. Umsetzen mehretagiger Körbe wie bei α).

---

*) Vgl. hierzu Z. d. V. d. I. 1904 S. 149 ff.; 1909 S. 13. Teiwes und Förster, Fördermaschinen, Jul. Springer, Berlin 1913.

**) Näheres über die verschiedenen Arten der Aufsetzvorrichtungen und deren Einflufs auf die Förderung s. Sammelwerk V. Bd. S. 385 ff. sowie Glückauf 1906 S. 287, 1907 S. 35; Z. d. V. d. I. 1904 S. 150.

γ) **Förderung mit Bobinen,** d. s. schmale Fördertrommeln mit seitlichen, in die Arme hineingelegten Führungen für die aufeinanderliegenden Windungen des als Flachseil ausgebildeten Förderseils (Abb. 137).

Beim Beginn des Förderzuges greift das lange Seil des aufgehenden Korbes am kleinen, das kurze des abwärtsgehenden am grofsen Wickelhalbmesser der Bobine an. Da sich im Verlauf des Zuges die Hebelarme beider Seile ständig in entgegengesetztem Sinne ändern, läfst sich in gewissen Grenzen das resultierende Moment unveränderlich halten, das Seilgewicht also ausgleichen.

Abb. 137.

Es bezeichnet (m, kg):

d die Seildicke,
r den kleinsten, R den gröfsten Wickelhalbmesser,
S das Seilgewicht für eine Länge gleich der Teufe (Hängebank bis Füllort),
N das Gewicht der Nutzlast,
G das Gewicht eines Förderkorbes mit Zwischengeschirr,
W das Gewicht der leeren Wagen eines Förderkorbes,
T die Teufe.

Unter Benutzung der Annäherungsformel für die Länge einer archimedischen Spirale (I. Bd. S. 108) ergibt sich

$$R=\sqrt{\frac{Td}{\pi}+r^2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

Die Bedingung gleichen Lastmomentes für Beginn und Ende des Zuges liefert

$$r(S+G+W+N)-R(G+W)=R(G+W+N)-r(G+W+S)$$

und daraus
$$R=r\left(1+\frac{2S}{2(G+W)+N}\right) \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

Aus Vereinigung von (1) und (2) folgt

$$r=\sqrt{\frac{T.d}{\pi\left[\left(1+\frac{2S}{2(G+W)+N}\right)^2-1\right]}} \quad . \; . \; . \quad (3)$$

Vollständiger Seilausgleich ist erreicht, wenn der Wert r aus (3) mit Rücksicht auf Seildicke und Drahtstärke ausführbar (S 454). Nur für kleinere Teufen und Nutzlasten zutreffend. Für $T>400$ mufs in der Regel wegen des Seiles r gröfser ausgeführt werden, als Gl. (3) angibt; damit wird die Ausgleichung unvollkommen, bei $T>500$ sehr mangelhaft.

Regelrechte Förderung von verschiedenen Sohlen möglich, Umsetzen mehretagiger Körbe, entsprechend den verschiedenen Abwicklungen am grofsen und kleinen Halbmesser oben und unten getrennt notwendig, sonst Hängeseil (Seilstauchungen). Wegen Dünnerwerdens der Seile im Betriebe verschlechtert sich die berechnete Seilausgleichung, die zudem wegen des notwendigen Verhältnisses $\frac{r}{R}$ nur für eine Sohle

vorhanden ist. Aus diesen Gründen und wegen der Unzuverlässigkeit der Flachseile gegenüber Rundseilen (Anm. S. 431) sind Bobinen stark zurückgetreten und werden im allgemeinen nur noch während des Abteufens verwendet. Ihre Drallfreiheit macht die Bobinenflachseile für die hierbei übliche Förderung mit Kübeln sehr vorteilhaft, da diese nicht, wie normale Förderkörbe in festen Spurlatten, sondern nur vermittels eines Schlittens an gespannten Seilen geführt werden. Nach Beendigung des Abteufens werden die Bobinen meist in eine Treibscheibe umgebaut bzw. durch eine solche ersetzt.

Zuweilen finden sich zusätzliche Bobinen als Aushülfe bei Treibscheibenmaschinen und werden dann im Notfall zum Wasserziehen (Sümpfen) verwendet.

δ) **Förderung mit Kegeltrommeln** (Abb. 138). Der Trommelhalbmesser nimmt von r bis R zu (zwecks Seilausgleichung), entsprechend den veränderlichen Lastmomenten jeder Seite; für gleichbleibendes Lastmoment gilt also wie bei Bobinen

Abb. 138.

$$R = r\left(1 + \frac{2S}{2(G+W)+N}\right), \quad . \quad . \quad (1)$$

worin wiederum r mit Rücksicht auf das Seil einen bestimmten Wert nicht unterschreiten darf (vgl. S. 454).

Ist α der Neigungswinkel, l die Wickellänge der Trommel, δ der Seildurchmesser und liegen die Seilwindungen dicht aneinander, so ist

$$\sin\alpha = \frac{R-r}{l} \quad \text{und} \quad l = \frac{T\delta}{\pi(r+R)}.$$

Vollkommener Ausgleich nur für geringe Lasten und Teufen möglich, für gröfsere wird α zu grofs, das Seil wickelt sich nicht mehr ordnungsgemäfs nebeneinander (Gefahr des Rutschens). Ausführungen zeigen $\alpha = 18$ bis 23°, selten mehr, bis $25^\circ 30'$. Man begnügt sich daher vielfach mit nur teilweisem Ausgleich oder führt bei gröfseren Teufen, wenn ein solcher nicht genügt, die Trommeln als sog. Spiraltrommeln aus (α bis etwa 43°).*) Führung des Seiles dann in besonderen, aufgenieteten Spiralrillen.**) Abstand der Rillen nimmt vom kleinsten zum gröfsten Halbmesser hin ab. (Berücksichtigung des Auflaufwinkels wegen des Steges vom nächst höher liegenden Rilleneisen; l wird hierbei gröfser und α kleiner.)***)

Spiraltrommeln werden sehr schwer, breit und teuer, daher nur noch vereinzelt ausgeführt.

Förderung und Umsetzen bei Verwendung von Kegeltrommeln wie bei Bobinen (s. d.).

Gemeinsame Eigenschaften der zylindrischen und kegeligen Trommeln. Gröfsere Lasten und Teufen führen zu grofsen Breiten und Gewichten der Trommeln und, besonders bei Spiraltrommeln, zu

*) Z. d. V. d. I. 1902 S. 953 u. 1057.

**) Geliefert u. a. von Mannstaedt & Co. in Troisdorf bei Cöln.

***) Genaueres hierüber und die Ermittlung des notwendigen Spielraums zwischen Seil und nächst höher liegendem Rilleneisen Z. d. V. d. I. 1902 S. 1060.

der unbequemen Anordnung auf zwei hintereinander liegenden Achsen (S. 430). Die Maschine erfordert grofse Baubreite, viel Raum und teure Fundamente, die Trommelachse unbequem grofse Durchmesser und die zu beschleunigenden grofsen Massen starke Maschinenabmessungen. Mit Rücksicht auf den Seilablenkungswinkel sind Trommeln für grofse Teufen und Lasten nur möglich, wenn sie auf zwei getrennten Achsen angeordnet werden (vgl. S. 430), oder wenn man das Seil, wie in Oesterreich vielfach üblich, auf Kosten seiner Lebensdauer in zwei Lagen übereinanderwickelt.

Abb. 139.

ε) **Förderung mit Treibscheibe** (Abb. 139). In neuerer Zeit in starkem Zunehmen. Das Förderseil, dessen Enden die beiden Körbe tragen, liegt in einer ausgedrehten Rille der mit Holz oder Holz und Leder gefütterten Treibscheibe (Koepescheibe) und wird durch Reibung mitgenommen. Stets Unterseil für Seilausgleich erforderlich. Gewicht und Masse einer Treibscheibe weit geringer als zweier zylindrischer oder kegeliger Trommeln,*) daher für gleiche Beschleunigung geringere Maschinenabmessungen, ferner kleinere Baubreite und schwächere Trommelachse erforderlich. Wegen des schnelleren Auslaufes wird die Zugdauer geringer als bei Trommelmaschinen.

Regelrechte Förderung mit beiden Körben nur von einer Sohle möglich, Umsetzen mehretagiger Körbe wie bei zylindrischen Trommeln (S. 432).

Mit den Bezeichnungen auf S. 433 und ferner (kg, m, sk):

S' Gewicht des Seilendes zwischen Treibscheibe und einer Seilscheibe,
G_s das quadratisch auf den Seillaufumfang bezogene Gewicht einer Seilscheibe,
α der auf der Treibscheibe umspannte Bogen,
μ die Reibungszahl zwischen Seil und Treibscheibe,
s_1 die Seilspannung am Nutzlasttrum } gemessen an den Ablaufstellen
s_2 „ „ „ anderen Trum } von der Treibscheibe,
s der kleinere der Werte s_1 und s_2,
Δ der Absolutwert des Unterschiedes von s_1 und s_2,
e die Grundzahl der natürlichen Logarithmen,
g die Erdbeschleunigung,
b die Anfahrbeschleunigung } gemessen am Seil,
a die Auslaufverzögerung }
$\mathfrak{S}$ die Sicherheit gegen Seilrutsch,

gilt allgemein

$$\mathfrak{S} = \frac{s\,(e^{\mu\alpha} - 1)}{\Delta}.$$

1. Während der Ruhe oder gleichförmigen Geschwindigkeit

$$s_1 = G + W + S + N + [+F],^{**}) \quad s_2 = G + W + S + [-F].^{**})$$

*) Z. d. V. d. I. 1904 S. 151.

**) F berücksichtigt Reibung und Luftwiderstand im Schacht und Seilwiderstand an der Seilscheibe und kann für mittlere Verhältnisse $= 0{,}06\ N$ der normalen Nutzlast gesetzt werden; wenn $\mathfrak{S}$ nahe 1 liegt, empfiehlt es sich, F zu berücksichtigen, da der Einflufs dann beträchtlich wächst. Vgl. auch Abschn. Elektrotechnik, Elektr. Fördermaschinen.

2. Während der Beschleunigung

$$s_1 = \frac{G+W+S+N}{g}(g+b) + \frac{G_s+S'}{g}b + [+F],^{*})$$

$$s_2 = \frac{G+W+S}{g}(g-b) - \frac{G_s+S'}{g}b + [-F].^{*})$$

3. Während der Verzögerung (freier Auslauf oder Bremsen)

$$s_1 = \frac{G+W+S+N}{g}(g-a) - \frac{G_s+S'}{g}a + [+F],^{*})$$

$$s_2 = \frac{G+W+S}{g}(g+a) + \frac{G_s+S'}{g}a + [-F].^{*})$$

Die Formeln gelten für die normale Aufwärtsförderung und gleiches Gewicht von Ober- und Unterseil. Für Abwärtsförderung (erste Seilfahrt nach Feierschichten, Einbringen von Holz, Versatzstoff usw.) sind in den Ausdrücken die Vorzeichen von a, b und $[F]$ umzukehren, für schwereres Unterseil (vgl. S. 432) entsprechend umzugestalten.

α bei Ausführungen $= 1$ bis $1{,}1\,\pi$, besondere Leitscheiben zur Vergröfserung des umspannten Bogens werden, wenigstens bei gröfseren Maschinen, nicht angewendet, $\mu = 0{,}16$ bis $0{,}25$.**)

Die statische Sicherheit (Fall 1) ergibt sich für $\mu = 0{,}2$, meist zu 2,8 bis 3,8, dann für Anfahren und stärkstes Bremsen (Fälle 2 und 3)

$$\mathfrak{S} = 1{,}2 \text{ bis } 1{,}6.$$

Die Leistungsfähigkeit ist um so bedeutender, je gröfser $G+W+S$ im Verhältnis zu N; daher ist Treibscheibenförderung nur für gröfsere Teufen und Nutzlasten mit Vorteil anzuwenden.

5. Berechnung der Fördermaschinen.

Die Maschine mufs imstande sein, in der ungünstigsten Kurbelstellung, d. h. mit einer Seite allein, das gröfste auftretende statische Moment beim Anheben, Ueberheben***) [Anheben des abwärts gehenden Korbes vor Fahrtbeginn, damit die Caps, auf denen der Korb beim Beladen ruht, zurückgezogen werden können. Der untere Korb bleibt dabei auf seinen Caps sitzen, das Seil staucht sich etwas (Hängeseil)] oder Verstecken (Verstellen der losen Seiltrommel zwecks Veränderung der Stellung der Förderkörbe zueinander) zu überwinden; ferner mufs die Maschine die Last in genügender Weise beschleunigen können.

Unter der Voraussetzung, dafs Ober- und Unterseil gleiches Gewicht haben, mit Bezeichnungen wie S. 433 u. 435, sowie ferner (kg, m, qcm, kg/qcm):

h Maschinenhub,

f, f_h, f_n wirksame Kolbenflächen des Zylinders der Zwillingsmaschine, des Hoch- und des Niederdruckzylinders der Verbundmaschine,

p, p_h, p_n die entsprechenden Einströmungsüberdrücke,

---

*) Anmerkung **) auf S. 435. — **) Z. d. V. d. I. 1900 S. 675; Dingler Pol. J. 1907 S. 755.
***) Bei Förderung am freien Seil, Verwendung von unter dem aufsitzenden Korb zurückziehbaren Caps sowie klappbaren Anschlufsbühnen, Pat. Eickelberg, fällt Ueberheben fort.

p_m, p_{mh}, p_{mn} die entsprechenden, aus den jeweiligen Füllungen sich ergebenden mittleren Drücke der Diagramme,

r_{m_1}, r_{m_2} bei Kegeltrommeln oder Bobinen diejenigen Seilwindungshalbmesser, welche der Stellung des Korbes auf $^1/_4$ bzw. $^3/_4$ der Teufe (von unten gerechnet) entsprechen,

M_r die Masse sämtlicher bewegter Gewichte (ausgenommen Maschinentriebwerk), wobei die Gewichte von Trommeln, Treibscheibe, Seilscheiben quadratisch auf die entsprechenden Seillaufumfänge (bei Kegeltrommeln und Bobinen auf $2\pi r_{m_1}$) zu reduzieren sind,*)

η_1 mechanischer Wirkungsgrad der Maschine (von Zylinder bis Trommelachse),

η_2 mechanischer Wirkungsgrad der Förderung (von Trommel bis Förderkorb). Verluste durch Schachtreibung, Seilscheiben und Luftwiderstand.

α ein Koeffizient, der bedingt wird durch die endliche Schubstangenlänge und die Gröfse der Füllung. Bei $\lambda = 1:5$ und $95\,\%$ Maximalfüllung wird $\alpha = 0{,}7$.

ergeben sich die gröfsten statischen Seilwiderstände:

	Zylindr. Trommeln ohne Unterseil	Zylindrische Trommeln mit Unterseil, Treibscheibe**)	Kegeltrommeln, Bobinen
Anheben . .	$N+S$	N	$N+G+W+S-(G+W)\frac{R}{r}$
Verstecken**)	$G+S$	$G+S$	$G+S$
Ueberheben .	$N+G+W-S$	$N+G+W$	$N+G+W-S\frac{r}{R}$

Bezeichnet s' für den jeweiligen Fall den gröfsten dieser Werte, so ist das entsprechende gröfste statische Lastmoment

$M_1 = Rs'$ (zylindrische Trommeln, Treibscheiben),

$M_1 = Rs'$ (Kegeltrommeln und Bobinen, sofern s' beim Ueberheben),

$M_1 = rs'$ (Kegeltrommeln und Bobinen, sofern s' beim Verstecken oder Anheben auftritt).

Hieraus folgt

$$M_1 = \frac{f p h}{2} \cdot \eta_1 \eta_2 \alpha \text{ (Zwillingsmaschine)},$$

$$M_1 = \frac{f_h p_h h}{2} \cdot \eta_1 \eta_2 \alpha = \frac{f_n p_n h}{2} \cdot \eta_1 \eta_2 \alpha \text{ (Zweizyl.-Verbundmasch.)},$$

$$M_1 = (f_h p_h + f_n p_n) \frac{h}{2} \cdot \eta_1 \eta_2 \alpha \text{ (Zwillingstandemmaschine)}.$$

*) Für vorläufige Rechnungen können die Werte der Tafeln auf S. 439 benutzt werden.

**) Bei Treibscheiben mit verbreitertem Rand (S. 454) wird meist die Forderung gestellt, dafs die Maschine den einen Korb aus dem Schachttiefsten herausziehen kann, während der andere oben abgefangen und das Seilende an der Scheibe befestigt wird. Der Seilzug ist hierbei $G+S$.

Während der Anfahrzeit ist das gesamte Lastmoment:

$M_2 = R\,(N + b\,M_r)$ (zylindrische Trommel mit Unterseil, Treibscheibe);

$M_2 = R\,(N + 0{,}5\,S + b\,M_r)$*) (zylindrische Trommel ohne Unterseil);

$M_2 = r_{m_1}(N + b\,M_r) + S\,(0{,}75\,r_{m_1} - 0{,}25\,r_{m_2}) - (W + G)\,(r_{m_2} - r_{m_1})$*) (Kegeltrommeln und Bobinen),

und es mufs sein

$$M_2 = \frac{2\,f\,p_m\,h}{\pi}\,\eta_1\,\eta_2 \text{ (Zwillingsmaschine),}$$

$$M_2 = \frac{(f_h\,p_{m\,h} + f_n\,p_{m\,n})\,h}{\pi}\,\eta_1\,\eta_2 \text{ (Zweizylinder-Verbundmaschine),**)}$$

$$M_2 = \frac{2\,(f_h\,p_{m\,h} + f_n\,p_{m\,n})\,h}{\pi}\,\eta_1\,\eta_2 \text{ (Zwillingstandemmaschine),**)}$$

$\eta_1 = 0{,}85$ bis 0,9, je nach Bauart und Gröfse der Maschine,

η_2 abhängig vom Zustande des Schachtes, der Korbführung, der Seilscheiben usw., mangels genauer Unterlagen etwa 0,85 bis 0,9 m setzen. ***)

Gang der Rechnung: Wahl der Trommel nach dem Seildurchmesser im Zusammenhang mit der erforderlichen Breite (Beachtung des Seilablenkungswinkels vgl. S. 430). Spielraum zwischen den einzelnen Seilwindungen 2 bis 3 mm, 2 bis 4 Ueberschufswindungen. Uebliche Werte finden sich in der Tafel S. 439. Ermittlung der Maschinenabmessungen auf Grund des gröfsten statischen Moments und Nachprüfung nach der damit erzielbaren Beschleunigung, gegebenenfalls dann Vergröfserung der ermittelten Werte.

Anfahrbeschleunigung normal 0,8 bis 1 m/sk², bei kleineren Maschinen zuweilen mehr, bis 1,5 m/sk². Steigerung dieser Werte ergibt gegenüber den wachsenden Maschinenabmessungen nur unbedeutende Zeitersparnis. †)

Bei Treibscheibenförderung ist die Beschleunigung zudem mit Rücksicht auf Seilrutschen begrenzt und überschreitet selten 1 m/sk² (S. 435).

Mittlere Kolbengeschwindigkeit, bezogen auf gröfste Seilgeschwindigkeit (rd. 20 m) = 3 bis 3.5 m. Führt, wie auch die Notwendigkeit genauen Manövrierens beim Umsetzen (dafür vorteilhaft grofse Kolbenwege bei kleinen Drehwinkeln der Trommel), zu langhubigen Maschinen. Gebräuchlich: $h = 1{,}7$ bis $2\,d = 2$ bis $2{,}3\,d_h$, worin d und d_h die Zylinderdurchmesser der Zwillings- bzw. des Hochdruckzylinders der Verbundmaschine. Kesselspannung früher 5 bis 8, jetzt meist 10 bis 13 at. Dabei meist Ueberhitzung.

---

*) Mit hinreichender Annäherung. In wichtigen Fällen sind die Gleichungen nach dem wirklichen Fahrdiagramm genau aufzustellen.

**) $(f_h\,p_{m\,h} + f_n\,p_{m\,n})$ meist praktischer ersetzt durch $f_n\,p_{m\,i}$, worin $p_{m\,i}$ der (aus Tafeln entnehmbare) mittlere Druck beider Zylinder, bezogen auf den Niederdruckzylinder.

***) Oesterr. Zeitschr. f. Berg- u. Hüttenwesen 1910 S. 281. Forschungsarbeiten Heft 85.

†) Z. d. V. d. I. 1904 S. 151.

Uebliche Durchmesser von Trommeln, Bobinen, Treibscheiben und Seilscheiben. D = Seillaufdurchmesser. bei Kegeltrommeln und Bobinen = dem kleinsten Wickeldurchmesser. Mafse in m.

Maschinenhub	D				
	Zylindrische Trommeln	Kegeltrommeln	Bobinen	Treibscheiben	Seilscheiben
m	m	m	m	m	m
0,8 1	2,5 bis 4	2 bis 2,5	1,5 bis 1,8	4	2,5 bis 3,5
1,2	4 „ 5	3	2	5	3,5 „ 4,5
1,6	6 „ 7	3,5	2,5	6 bis 7	5
1,8	7 „ 8	4	3	7 „ 8	6
2	8 „ 9	4,5 bis 5	3 bis 3,5	8 „ 9	7

Durchschnittliche absolute Gewichte G und quadratisch auf den Seillaufumfang bezogene Gewichte Gr (kg)

einer versteckbaren zylindrischen Seiltrommel mit gufseisernen Naben, schmiedeisernem Arm- und Kranzsystem und Holzbelag			einer Stahlgufstreibscheibe mit verbreitertem Rand			einer Seilscheibe, Nabe aus Gufseisen, Arme und Kranz aus Schmiedeisen		
D/Trommelbreite	G	Gr	D	G	Gr	D	G	Gr
2,5/0,9	3 400	1 400				2,5	1 400	750
4/1,1	8 000	3 700	4	12 000	8 000	3	2 000	1000
5/1,2	11 000	5 400	5	19 000	12 000	4	3 000	1500
6/1,4	25 000	10 000	6	25 000	16 000	5	5 000	2400
7/1,8	38 000	15 000	7	38 000	24 000	6	7 500	3400
8/2	50 000	20 000	8	48 000	32 000	7	12 000	4700

Zwillingsmaschine.*) Vorzüge: gröfste Einfachheit, bequeme Bedienung, vorzügliche Manövrierfähigkeit. Für die Wahl von p_m ist im Interesse der Dampfersparnis**) auch für das Anfahren gröfstmögliche Expansion zugrunde zu legen. Füllung dabei etwa 35 bis 40 %, entsprechend einem Expansionsenddruck von etwa 3 at abs. bei Auspuffbetrieb. In der Beharrungsperiode wird die Füllung dann etwa 15 bis 20 %. Bei zu grofser Ungleichförmigkeit des Ganges tritt leicht Schlagen der Seile auf, das Schwungmoment ist hiernach genügend zu bemessen. Nach Versuchen von v. Chrzanowski***) soll beim Uebergang aus der Beschleunigungs- in die Beharrungsperiode der Ungleichförmigkeitsgrad den Wert 1 : 10 nicht überschreiten, wenn starkes Seilschlagen vermieden werden soll. Diese Bedingung wird bei Trommelmaschinen stets, bei Treibscheibenmaschinen meist erfüllt sein, zumal wenn diese verbreiterten Rand erhalten.

*) Hierzu und zu den folgenden Abschnitten über Verbundmaschinen vgl. Z. d. V. d. I. 1904 S. 192 ff.

**) Z. d. V. d. I. 1907 S. 1 ff.

***) Dissertation: Geschwindigkeitsregelung von Dampffördermaschinen, Verlag Horstmann, Dülmen i. Westf.

Zweizylinder-Verbundmaschine, heute kaum noch gebaut. Zylinderverhältnis 1 : 2 bis 1 : 2,5 und mehr, um entsprechend den gewachsenen Dampfspannungen gleiche Arbeitsleistung für beide Zylinder zu erreichen. Nachteile: Schwierigkeit der gleichen Arbeitsverteilung auf beide Zylinder bei den stets wechselnden Füllungen, daher leicht Gefahr zu ungleichmäfsigen Drehmomentes und Schlagens der Seile. Beim Anfahren vielfach Notwendigkeit, die Aufnehmerspannung durch Abblasen zu vermindern bzw. durch Zuführen von Frischdampf zu erhöhen (beides unwirtschaftlich), je nachdem Hoch- oder Niederdruckzylinder allein anfährt.

Zwillingstandemmaschine, in neuerer Zeit für gröfsere Teufen und Lasten bei Betrieb mit Kondensation vielfach ausgeführt, vereinigt hierfür die Hauptvorzüge des Zwillings- und des Verbundsystems. Stets gleiche Arbeitsverteilung auf beide Maschinenseiten; gegenüber Zwillingsmaschinen bei gleicher Gesamtexpansion gleichmäfsigeres Tangentialdruckdiagramm, daher bei kleinen Schwungmassen gröfsere Ausnutzung der Expansionsenergie möglich. Dampfablassen aus dem Aufnehmer beim Anfahren unnötig, dessen Auffrischen durch Hülfsventil meist auch, wenn Maschine für reichliche Expansion beim Anfahren bemessen. Füllung des Hochdruckzylinders dabei etwa 40 %.

Abb. 140.

— theoret. Diagramm; --- wirkl. Diagramm.

Wahl zwischen den verschiedenen Maschinengattungen. Zwillingsanordnung stets bei kleinen Maschinen, geringen Teufen, niedrigem Dampfdruck uud solchen Anlagen, bei denen die Belastung stark schwankt und vielfach Abwärtsförderung eintritt. Für grofse Maschinen ist eine Zeitlang die Zwillingstandemanordnung stark bevorzugt worden, neuerdings wird aber, wenigstens bei Verwendung überhitzten Dampfes, meist wieder die einfachere und — bei Auspuffbetrieb — gleich wirtschaftliche Zwillingsmaschine gewählt.

Bei richtiger Ausbildung der Zylinder (kleine schädliche Flächen) ist deren Dampfverbrauch, sofern hochüberhitzter Dampf zur Verfügung steht, unter Berücksichtigung der Eigenart des Förderbetriebes beim Betriebe mit Kondensation nur wenig höher als der der zweistufigen Tandemmaschine. Beim Betrieb mit freiem bzw. Auspuff in einen Wärmespeicher verschwindet der Unterschied so gut wie vollständig. Der wirtschaftliche Wert einer **Kondensation** ist für Fördermaschinen im allgemeinen nicht erheblich,*) weil ein gleichmäfsig gutes Vakuum für den Verlauf des gesamten Förderzuges schwer erreichbar. In der Anfahrperiode, die am Gesamtverbrauch den gröfsten Anteil hat, sinkt wegen der plötzlichen starken Dampfzufuhr die Luftleere meist merklich, der Vorteil der Kondensation tritt also gerade dann stark zurück. Diese verbraucht zudem als — wie durchweg üblich — durchlaufende

*) Vgl. Glückauf 1906 S. 638.

Zentralkondensation Antriebsenergie auch während des Auslaufs und der Pausen zwischen den einzelnen Zügen, d. h. auch in den Perioden, in denen sie den Dampfverbrauch überhaupt nicht beeinflufst.

Im allgemeinen ist der neuerdings stark bevorzugte Betrieb mit Abdampfverwertung **(Auspuff in Wärmespeicher)***) wirtschaftlich günstiger. Verwertung des Abdampfes in Zweidruck-Turbogeneratoren bzw. Turbokompressoren zur Erzeugung von elektrischer Energie bzw. Druckluft. Die Frage, ob Zentralkondensation oder Abdampfverwertung, damit im allgemeinen, ob Zwillingstandem- oder Zwillingsfördermaschine, die meist zugunsten der letzteren zu entscheiden sein wird, mufs im Rahmen der Energie- und Wärmewirtschaft der Gesamtanlage geprüft werden.

Wenn bestimmte Förderleistung in bestimmter Zeit verlangt wird, hat die Prüfung auf Grund eines Geschwindigkeitdiagramms (Abb. 140)**) zu erfolgen unter Zugrundelegung der erzielbaren Beschleunigung und der gewählten Höchstgeschwindigkeit. Verzögerung a bei freiem Auslauf ohne Gegendampf für Trommelmaschinen mit Seilausgleichung meist 0,6 bis 0,85 m/sk², bei Treibscheibenförderung 1 bis 1,4 m/sk²,***) je nach Nutzlast und Gröfse der bewegten Massen. Vermittels entsprechender Ausbildung der Steuerdaumen†) bei Kraftscher Steuerung läfst sich durch verlustloses Gegendampfgeben die Verzögerung etwas vergröfsern.

Zeitverlust t' infolge vorsichtigen Einfahrens in die Hängebank beträgt für Treibscheibenmaschinen 4 bis 10, für Trommelmaschinen 3 bis 5 sk.

Pause zwischen zwei Treiben abhängig von der Etagenzahl des Förderkorbes, Anzahl der Abzugbühnen und der Art der Aufsetzvorrichtungen.††)

Für vieretagige Körbe, Bedienung von einer Abzugbühne, kann, sofern Ueberheben nicht erforderlich ist, für die Stürzpause gesetzt werden:†††)

45 sk, wenn 1 Wagen auf jeder Etage,
55 „ „ 2 „ „ „ „ nebeneinander,
60 „ „ 2 „ „ „ „ hintereinander.

Bei gleichzeitigem Abziehen von zwei Bühnen erniedrigen sich die Sätze auf 30, 40, 45 sk.

6. Dampfverbrauch.

In weiten Grenzen schwankend und abhängig von folgenden Faktoren:

a) dem Betriebsmittel (Spannung und Ueberhitzung des Dampfes, Kondensation oder Auspuff),

b) der Bauart, Bemessung und Führung der Maschine (vgl. hierzu Abschn. 5 und 9),

---

*) Z. d. V. d. I. 1904 S. 772, 1906 S. 1508; Glückauf 1914 Nr. 15 u. 16.
**) Glückauf 1906 S. 636; Z. d. V. d. I. 1904 S. 149 ff., 1907 S. 4.
***) Z. d. V. d. I. 1904 S. 151.
†) Z. d. V. d. I. 1907 S. 767.
††) Bemerkungen S. 432 u. 436.
†††) Sammelwerk Bd. V S. 416.

c) den jeweiligen Betriebsverhältnissen (Teufe, Nutzlast, Fördergeschwindigkeit, Kolbengeschwindigkeit, Dauer der Sturzpausen, Art des Umsetzens mehretagiger Körbe usw.).

Kleine Teufe und (im Verhältnis zu den Maschinenabmessungen) geringe mittlere Leistung bzw. Ausnutzung der Maschine sowie häufige Abwärtsförderung (dabei verlustbringendes Gegendampfgeben) vergröfsern bei sonst gleichen Verhältnissen den Dampfverbrauch für die Schachtpferdekraftstunde (spezifischen Dampfverbrauch) erheblich. Aus diesem Grunde haben ermittelte Verbrauchszahlen nur beschränkten Vergleichswert und dürfen nur unter Beachtung des Unterschiedes in den Betriebsbedingungen auf andere Anlagen übertragen werden. In der Literatur*) wird auf Grund von Versuchen der spezifische Dampfverbrauch älterer Maschinen mit Kulissensteuerung, Vollfüllung und Drosselregelung für die Zeit flotter Förderung mit mindestens 30 bis 40, bei schlechtem Zustande der Maschine mit 50 kg und mehr angegeben. Neuere, vom Dampfkesselüberwachungsverein Essen an neuzeitlichen Maschinen, die (auch während der Anfahrperiode) mit Expansion arbeiten, angestellte Versuche**) haben folgende, wesentlich geringere Verbrauchszahlen ergeben:

Art der Maschine	An der Maschine		Teufe	Nutzlast für 1 Zug	Mittlere Seilgeschwindigkeit	Geleistete Schachtpferde = mittlere Leistung	Anzahl der Züge für 1 st	Dampfverbrauch für 1 Schachtpferdekraftst.
	Dampfüberdruck	Ueberhitzung						
	at	°C	m	kg	m	PS		kg
1) Zwillingsmaschine mit Auspuff . . .	7,14	—	612	3280	10,4	138,4	18,6	20,22
2) Zwillingsmaschine m. Kondensation***)	5,3	—	277	2320	7,44	141,5	59,5	19,5
3) Zwillingstandemmaschine mit Kondensation †) . . .	12,5	7,2	738,5	5150	13,43	441	31,2	11,73
4) Zwillingstandemmaschine mit Kondensation ††) . .	7,65	—	562,2	4990	11,96	431,2	41,5	11,61

Die Versuchswerte gelten, da bei flotter Förderung erzielt, nur für die Verhältnisse einer günstigen Hauptförderschicht. In deren Jahresdurchschnitt wird bei den untersuchten Anlagen die mittlere Maschinenleistung geringer sein wegen zeitweise verlangsamter Förderung, Ein-

*) Glückauf 1906 S. 634; Z. d. V. d. I. 1904 S. 154.

**) Glückauf 1906 S. 635, 1907 S. 33 ff., 1910 Heft 16, 1912 Heft 7, 1913 Heft 34; Z. d. V. d. I. 1907 S. 77.

***) Abmessungen: $2 \cdot \frac{800}{1600}\left(\frac{\text{Zylinderdurchmesser}}{\text{Hub}}\right)$. Kegeltrommeln.

†) Abmessungen: $2 \cdot \frac{800 \cdot 1250}{1600}$. Treibscheibe 8 m Durchm.

††) Abmessungen: $2 \cdot \frac{900 \cdot 1400}{1800}$. Treibscheibe 7,5 m Durchm.

hängen von Lasten, Störungen usw. Es empfiehlt sich daher, für den Jahresdurchschnitt der Hauptförderschicht die Verbrauchszahlen höher anzunehmen, schätzungsweise um 10 bis 25 %, je nach den besonderen Verhältnissen. Da ferner in der Nacht die Aufwärtsförderung mehr oder weniger ruht und die Seilfahrten mit geringer Geschwindigkeit gefahren werden (Undichtheits-, Kondensations- und Drosselverluste), so ist der für die gesamte Rentabilität allein mafsgebende spezifische Dampfverbrauch im Durchschnitt der 24stündigen natürlich wesentlich höher als der der Hauptförderschicht, und zwar liegt er nach Angaben des obengenannten Vereins*) um 10 bis 15 % über diesem. Entsprechend dem folgenden scheint dieser Zuschlag, zumal mit Rücksicht auf Sonn- und Feiertage, im Jahresdurchschnitt nur für besonders günstige Fälle auszureichen.

Dem Bericht über neuere, auf Anregung des Vereins deutscher Ingenieure unternommene Versuche**) sind folgende Angaben entnommen, die sich auf die 8stündige Hauptförderschicht beziehen.

Art der Maschine	An der Maschine		Teufe	Nutzlast für 1 Zug	Mittlere Seil-geschwindigkeit	Geleistete Schachtpferde = mittlere Leistung	Anzahl der Züge für 1 st	Dampfverbrauch für 1 Schachtpferdekraftst.
	Dampfüberdruck	Ueberhitzung						
	at	°C	m	kg	m	PS		kg
1) Zwill.-Tandem[1]) $2 \cdot \frac{850 . 1250}{2000}$ mit Kondensation	11,2	31	603	5510	11	314	25,5	16,5
2) Dieselbe[2]) mit Auspuff	9,2	—	409	3765	8,7	198	34,7	26,8
3) Zwill.-Tandem[3]) $2 \cdot \frac{700 . 1200}{1600}$ mit Auspuff	7,2	—	554	3160	9,7	194	30	23
4) Zwilling[4]) $2 \cdot \frac{1050}{2000}$ mit Auspuff	7,4	—	607	4650	10,9	275	26,3	21,1

[1]) Zylindr. Trommeln von 8 m Durchm. mit Unterseil. Förderkorb mit 8 Etagen. 3 mal umsetzen.

[2]) Zylindr. Trommeln von 8 m Durchm. mit Unterseil. Förderkorb mit 4 Etagen. 3 mal umsetzen.

[3]) Treibscheibe von 7 m Durchm. mit Unterseil. Förderkorb mit 3 Etagen. 2 mal umsetzen.

[4]) Treibscheibe von 6,5 m Durchm. mit Unterseil. Förderkorb mit 4 Etagen. 8 mal umsetzen.

Der spezifische Dampfverbrauch im Durchschnitt der 24stündigen Schicht beträgt bei den Anlagen 1), 2), 4) jeweilig das 1,46- bzw. 1,16-

*) Glückauf 1906 S. 635.

**) Z. d. V. d. I. 1911 S. 1456 und Mitt. Forschungsarb. Heft 110/111.

bzw. 1,32fache der Tafelwerte. Aus den betreffenden Versuchszahlen läfst sich folgende, annähernd zutreffende Beziehung aufstellen:

$$C_{24} = C_h \sqrt[3]{\frac{N_h}{N_{24}}},$$

worin C den Dampfverbrauch für 1 Schachtpferdekraftstunde,
N die geleisteten Schachtpferde,
beide jeweilig für die Hauptförderschicht (Index h) bzw. die 24stündige Gesamtschicht (Index 24), bedeuten.

Für die Periode flotter Förderung kann der Dampfverbrauch angenähert bestimmt werden aus

$$D = K \,.\, 75 \frac{L_1 t_1 C_{i_1} + L_2 t_2 C_{i_2}}{T \,.\, N}, \text{ worin}$$

D = Dampfverbrauch für eine Schachtpferdekraftstunde,
t_1, t_2 = Dauer der Anfahr- bzw. Beharrungsperiode in sk,
L_1, L_2 = die entsprechenden indizierten Maschinenleistungen in PS, hierbei L_1 Mittelwert der ganzen Beschleunigungsperiode,
C_{i_1}, C_{i_2} = die entsprechenden Dampfverbrauchszahlen für 1 PSi-st aus Tafelwerken (Hrabák) zu entnehmen,
T = Teufe in m,
N = Nutzlast für jeden Zug,
K = eine Zahl, welche die Verluste durch Bremse und Umsteuermaschine (etwa 3 % vom Gesamtverbrauch), ferner durch Manövrieren, Niederschläge usw. zum Ausdruck bringt. Mangels genauerer Unterlagen wird K = 1,15 bis 1,2 bzw. 1,2 bis 1,28 zu setzen sein, je nach dem, ob der Auslauf frei, oder mit Gegendampfgeben erfolgt (Seilausgleich oder negatives Moment durch Seilübergewicht zum Fahrtende).

7. Steuerungen.

Allgemeine Anforderungen: 1. Umsteuerbarkeit mit gleicher Dampfverteilung für beide Fahrtrichtungen; 2. zum Anfahren aus jeder Kurbelstellung grofse Füllungen, mindestens 85 % (meist mehr, bis 95 % ausgeführt), Voreinströmen, Vorausströmen und Kompression dabei nahezu gleich null (vielfach findet sich geringes Nacheinströmen), um gute Manövrierfähigkeit beim Umsetzen zu erzielen; 3. während der Fahrt (Anfahr- und Beharrungsperiode) mit Rücksicht auf Dampfersparnis regelrechte Dampfverteilung wie bei normalen Betriebsmaschinen, d. h. veränderliche Füllung (Expansionsausnutzung), Vorausströmen und Kompression.

α) Kulissensteuerung.

Verteilung für kleine Maschinen unter 1000 mm Hub meist durch (Kolben-) Schieber, sonst durch Rohrventile, seltener (in England und Amerika dagegen häufig) durch Corlisshähne.*)

Bedingungen 1) und 2) (s. oben) erfüllt, jedoch nicht 3) auf Grund der allgemeinen Eigenschaften der Kulissensteuerungen (bei kleinen Füllungen grofse Kompression und Vorausströmung, ungenügende

*) Engng. 1906 S. 820.

Querschnitteröffnung im Einlafsorgan). Zahlreiche Konstruktionen zur Verbesserung dieser Mängel: Hinzufügen eines besonderen, unter 90° Voreilung aufgekeilten, verstellbaren Expansionschiebers zum von der Kulisse betätigten Grundschieber*) oder Verschleppung der Auslafsventile mittels Reglers oder festen Anschlages**) sind teils umständlich zu bedienen, teils zu unzuverlässig im Dauerbetriebe,***) daher nur wenig verbreitet. Die früher bevorzugte Kulissensteuerung wird neuerdings daher nur noch selten und nur für kleine Maschinen angewendet.

β) Kraftsche Steuerung†)

in Deutschland überwiegend. Steuerung vermittels unrunder Körper. Verteilorgane Rohrventile. Sämtliche Bedingungen 1) bis 3) erfüllt, da jede gewünschte Dampfverteilung durch entsprechende Ausbildung der Steuerdaumen (Knaggen) erzielbar ist. Anordnung von je zwei gleichen, um 180° versetzten Daumen auf gemeinsamem Hohlzylinder (Daumentragrohr), die mit diesem auf der Steuerwelle achsial verschiebbar sind und von denen jeweilig einer das zugehörige Steuerventil betätigt, ermöglicht Umsteuerung. Knaggen aus Hartgufs, Stahlgufs, nach Bearbeitung gehärtet, neuerdings auch aus Flufseisen, im Gesenk geschmiedet und gehärtet (Friedrich-Wilhelms-Hütte, Mülheim a. d. Ruhr) bzw. genau aus dem vollen Stoff herausgefräst (Gutehoffnungshütte).

α) Aeltere Bauart, den Kulissensteuerungen nachgebildet: Beim Auslegen des Steuerhebels aus Mittelstellung (Nullfüllung, sämtliche Ventile geschlossen) zunächst kleine Füllungen bei geringem Ventilhub, entsprechend gröfseren Hebelausschlägen Vergröfserung der Füllung (und des Ventilhubes) bis etwa 95 %.

β) Neuere Bauart: Mittelstellung wie unter α). Kleinen Ausschlägen des Steuerhebels entspricht Vollfüllung bei geringem Ventilhub, gröfseren verringerte Füllung bei zunächst zu-, dann wieder abnehmendem Ventilhub bis (Endstellung) rd. 0 % für Zwillingsmaschinen und den Hochdruckzylinder, rd. 30 % für den Niederdruckzylinder von Verbundmaschinen (bedingt durch gewünschte Aufnehmerspannung und die aus dem Gesamtdiagramm zu ermittelnde Dampfverteilung). Vorzüge gegenüber α): bessere Manövrierfähigkeit beim Umsetzen.

γ) Vereinigte Bauart: Beim Auslegen des Steuerhebels wirken zunächst besondere kurze Manövrierknaggen (Vollfüllung bei kleinen Ventilhüben), daran anschliefsend normale Daumen nach α). Umsetzen bequemer als bei der älteren Bauart. Nachteil: An der Grenze zwischen Manövrier- und Arbeitsknaggen (plötzlicher Wechsel von 95 auf rd. 0 % Füllung) wird Steuerung unsicher und empfindlich gegen kleine Unterschiede in der achsialen Verschiebung des Tragrohres.

δ) Sonderbauarten. Zur Erzielung von Gegendampf- und Stauwirkung (Grunewald, Schönfeld, Strnad) wenig verbreitet.

Zulässige Dampfgeschwindigkeiten gröfser als bei Betriebsmaschinen wegen geringer Dauer der Beharrungsperiode bei gröfster Seil-

---

*) Leist, Steuerungen der Dampfmaschinen. Jul. Springer. 2. Aufl. S. 314.
**) Ebenda S. 478.
***) Sammelwerk, Bd. V S. 458.
†) Leist S. 915 ff. — Z. d. V. d. I. 1911 S. 2002 ff. — Teiwes und Förster. Dampffördermaschinen. Jul. Springer, Berlin 1913, S. 182 ff.

geschwindigkeit, die zudem kleine Füllungen erfordert. Bezogen auf mittlere Kolbengeschwindigkeit bei gröfster Seilgeschwindigkeit (rd. 20 m/sk), kann zugelassen werden

Hochdruck-Einlafs 50 bis 60 m/sk,	Niederdruck-Einlafs 55 bis 65 m/sk,
„ -Auslafs 40 „ 45 „ ,	„ -Auslafs 45 „ 50 „ .

Anordnung der Ventile und der Steuerung.

a) Bei Kulissensteuerungen: Meist ein Einlafs- und ein Auslafsventil in gemeinsamem, seitlich an den Zylinder angeschlossenem Ventilkasten vereinigt,*) selten Anordnungen über und unter den Zylinderenden.**)

b) Bei Kraftscher Steuerung: Früher meist seitliche Ventilkasten wie unter a). Betätigung der Ventile vermittels Winkelhebel, deren von den Knaggen bewegte Enden zwecks allseitiger Verschiebbarkeit gehärtete Stahlkugeln in besonderen Kugelköpfen erhalten.***) Acht

Abb. 141.

Knaggen für jeden Zylinder, vier für jede Drehrichtung. Nachteile dieser Anordnung: Grofse schädliche Räume und Oberflächen, gemeinsamer Weg für Ein- und Auslafsdampf, daher grofse Kondensverluste und hoher Dampfverbrauch. Ferner bei Verwendung hochgespannten, überhitzten Dampfes Gefahr von Wärmespannungen und Brüchen der starken Temperaturschwankungen ausgesetzten Ventilkasten. In neuerer Zeit daher für gröfsere Maschinen und Dampfspannungen fast nur Anordnung der Ventile auf und unter den Zylindern wie bei Betriebsmaschinen (Abb. 141).†) Vier Knaggen für jeden Zylinder, auf

*) Leist S. 432. Z. d. V. d. I. 1902 S. 954.
**) Z. d. V. d. I. 1905 S. 1668.
***) Leist S. 919.
†) Ausführung der Gutehoffnungshütte, Oberhausen.

deren jedem zwei Kugelkopfhebel für die beiden Einlafs- bzw. Auslafsventile mit 180° Versetzung arbeitend. (Doppelter Verschleifs wie bei Verwendung von 8 Knaggen.)

Umsteuerung bei kleinen Maschinen von Hand mit Hebelübersetzung (Ausbalancierung der Gewichte von Kulissen, Exzenterstangen usw.), bei gröfseren Maschinen unter Zwischenschaltung eines besonderen Dampf-Hülfsmotors.*) Rückführung des Schiebers in die Mittelstellung durch die zuvor eingeleitete Bewegung. Oelkataraktzylinder mit einstellbarem Umlauf-Drosselventil, entweder ungesteuert oder mit Schieber, zwangläufig mit dem des Umsteuerdampfzylinders verbunden.

8. Bremsen.

Geschwindigkeitsverminderung, Anhalten und alle Manövrierbewegungen erfolgen gewöhnlich allein durch die Steuerung. Die Bremsen sollen im allgemeinen, abgesehen von ihrer Verwendung bei Störungen und Unglücksfällen (diese Rücksicht bestimmend für ihre Bemessung), nur zum Festhalten der ruhenden Maschine in beliebiger Stellung dienen.

Ausbildung: Holzgefütterte Bandbremsen nur für kleinere Maschinen, für stärkere ergeben sich übergrofse Bremsbandabmessungen. Da zudem

Abb. 142.

Abb. 144.

Ausbildung für wechselnde Umlaufrichtung erforderlich, haben Bandbremsen keine Vorzüge vor den kräftigeren Backenbremsen. Diese daher fast ausschliefslich bei gröfseren Maschinen verwendet. Gebräuchliche Anordnungen Abb. 142 bis 144.

Abb. 143.

Vier gemeinsam bewegte Holzbremsbacken, zwei auf jede Trommel (bzw. jede Seite der Treibscheibe), vorn und hinten an angenietetem, angeschraubtem oder angegossenem, schmiedeisernem bzw. Stahlgufsbremsring wirkend. Andrücken für mittlere und gröfsere Maschinen stets vermittels besonderen, liegenden oder stehenden Dampfbremszylinders unter Zwischenschaltung von Hebelübersetzungen und durch Fallgewicht, nach Belieben unabhängig vom Bremszylinder oder gemeinsam damit einzuschalten und vermittels Gesperrwinde oder Dampfhubzylinders am Führerstande hochziehbar. Dort Steuerhebel für den Schieber des Bremszylinders und

*) Z. d. V. d. I. 1902 S. 956; 1907 S. 7 u. 1775.

bequeme Hand- oder Fufsauslösung des Fallgewichtgesperres; aufserdem zwangläufige Verbindung von Schieber mit Teufenzeiger (Sicherheitsapparat). Lösen der Bremsen durch Zurückziehen des Dampfkolbens mit Dampf bei liegenden, durch Eigengewicht bei stehenden Zylindern sowie durch Aufwinden des Fallgewichts.

Bauliche Ausbildung: Holzbacken mit versenkten Schrauben an ⊢⊣-Eisen befestigt, schmiedeisernes Gestänge mit $k_z = k_b \sim 800$ kg/qcm zu berechnen, Bremszylinder mit kleinem (meist Kolben-) Schieber, um möglichst geringen Bewegungswiderstand zu gewährleisten, mit guter Entwässerung durch Kondenstopf. Dampfzuleitung ist aufserhalb des Hauptventils der Maschine an die Dampfzuleitung anzuschliefsen und mufs besonders abzusperren sein.

Neuerdings werden statt einfacher Schieber vielfach Bremsdruckregler*) (Iversen, Schönfeld, Grüter u. a.) bevorzugt, die eine Regelung des Dampfdrucks im Bremszylinder, abhängig von der Auslage des Bremshandhebels, gestatten.

Vorteil: Schonung der Bremsringe, vor allem bei genieteten Trommeln und Treibscheiben, infolge des allmählichen Ansteigens des Druckes, dessen Höhe beliebig begrenzt werden kann. Möglichkeit, die Bremse beim Umsetzen als Schleif-Manövrierbremse zu benutzen.

Für kleinere Maschinen neben Bremszylinder auch Fufstritt und Schraube statt Fallgewicht, in England und Amerika neben Dampfbackenbremse leichte Fufsbandbremse, auf Kurbelscheibe wirkend, als Manövrierbremse beliebt.**)

Im Ausland vielfach umgekehrte Anordnung gebräuchlich. Bremse wird durch Dampfdruck gelüftet gehalten, bei dessen Verschwinden (gesteuert vom Führerstand oder Teufenzeiger aus) durch Gegengewicht angezogen.***)

Ausbildung des Bremsgestänges ohne festgelagerten Drehpunkt (Abb. 143 u. 144) der Anordnung nach Abb. 142 vorzuziehen, weil stets richtiges Anliegen der Bremsbacken vorn und hinten gewährleistet und weil bessere (bei stehendem Zylinder doppelte) Ausnutzung des Kolbendrucks (Fallgewichts). Reaktion R_1 wird bei Abb. 142 ins Fundament geleitet, bei Abb. 143 u. 144, Reibung erzeugend, auf der anderen Trommelseite aufgenommen. Bei Ausbildung nach Abb. 144 ist $N_1 = N_2 = P \cdot \frac{a}{b}$, so dafs die gesamte Bremskraft $= 2P\frac{a}{b}\mu$.

Abstand zwischen Bremsring und Backen bei gelöster Bremse 5 bis 8 mm bei unbearbeiteten, 1 bis 3 mm bei gedrehten Ringen. Nachstellvorrichtungen im Gestänge zur Innehaltung dieses Abstandes bei Backenverschleifs sind vorzusehen.

Bezeichnet (kg, m):

G' die Summe sämtlicher, jeweilig bewegter Gewichte (ausgenommen Maschinentriebwerk), quadratisch reduziert auf den Bremsringumfang; dieser bei Treibscheiben und zylindrischen Trommeln meist gleich Seillaufumfang,

---

*) Z. d. V. d. I. 1911 S. 2003. Teiwes und Förster, Schachtfördermaschinen S. 225.
**) Z. d. V. d. I. 1904 S. 964. Engng. 1906 S. 820.
***) Z. d. V. d. I. 1905 S. 1669.

P den Kolbendruck des Bremszylinders bzw. das Fallgewicht, zu ermitteln aus dem niedrigsten vorkommenden Dampfdruck,
λ das Uebersetzungsverhältnis zwischen P und dem gesamten Bremsbacken-Normaldruck, z. B. bei Abb. 144 $\lambda = 2\frac{a}{b}$,
η den mechanischen Wirkungsgrad des Bremsgestänges $= \sim 0{,}85$,
μ die Reibungszahl der Bremsbacken,
v' die Umfangsgeschwindigkeit des Bremsringes beim Einfallen der Bremsen,
N' das Uebergewicht des einen Korbes (Nutzlast oder Menschen), linear reduziert auf den Bremsringumfang,
s' den Auslaufweg
a' die Verzögerung } gemessen am Bremsringumfang, so ist

$$s' = \frac{G'v'^2}{2g(P\lambda\eta\mu \pm N')} \quad \text{und} \quad a' = \frac{P\lambda\eta\mu \pm N'}{G'}\,g.$$

In beiden Formeln gilt $+N'$ für normale Aufwärts-, $-N'$ für Abwärtsförderung.

s', sofern Bremsen bei gröfster Seilgeschwindigkeit einfallen, $= \sim 1{,}5$ bis $2{,}5\,d\pi$ bei Last-, $= 0{,}4$ bis $0{,}6\,d\pi$ bei Menschenförderung für die Dampfbremse, entsprechend ~ 3 bis $5\,d\pi$ und $0{,}8$ bis $1{,}2\,d\pi$ für die Fallgewichtbremse (d = Bremsringdurchmesser). Ferner soll der mit $^1/_8$ bis $^1/_{10}$ der gröfsten Seilgeschwindigkeit übertriebene Korb auf höchstens 1,5 bis 2,5 m über der Hängebank von jeder der Bremsen zum Stillstand gebracht werden können.

Prüfung der Bremse auf genügende (mindestens 1,2fache statische) Sicherheit beim Verstecken der Trommeln bzw. dem Seilauflegen bei verbreiterter Treibscheibe. Hierbei mufs der eine Korb von der Bremse im Schachttiefsten festgehalten werden können, während der andere oben abgefangen ist. Bei Trommelmaschinen kommt wegen Feststellung der einen Trommel die Bremse dann nur mit halber Kraft zur Wirkung.

Gröfste Verzögerung des Seiles $\sim 4{,}5$ bis 6 m/sk². Ueber ihre Begrenzung mit Rücksicht auf Seilrutsch bei Treibscheibenmaschinen vgl. S. 435. λ verschieden nach Gröfse der Maschine und Anordnung des Gestänges. Gebräuchliche Mittelwerte:

Anordnung nach Abb.	Dampfbremse	Fallgewichtbremse
142 } S. 447	1 : 10 bis 1 : 13	1 : 40 bis 1 : 70
143 } S. 447	1 : 14 „ 1 : 20	1 : 40 bis 1 : 70
144 } S. 447	1 : 8 „ 1 : 12	1 : 40 bis 1 : 70

μ stark schwankend mit Material und Beschaffenheit der Bremsringe, Holzart und Faserrichtung der Bremsbacken. Gröfsere Reibung ergeben: schmiedeiserne Ringe gegenüber gufseisernen, gedrehte gegenüber unbearbeiteten, Langholz gegenüber Hirnholz. Durchschnittlich kann gesetzt werden bei Backen aus Pappel-, Ulmen- und Eichenlängsholz*) (vgl. 1. Bd. S. 244):

*) Ueber eingehende diesbezügliche Versuche Z. d. V. d. I. 1903 S. 1083.

$\mu = 0{,}35$ bis $0{,}47$ für schmiedeiserne unbearbeitete Ringe,
$\mu = 0{,}5$ „ $0{,}65$ „ „ gedrehte „ ,
$\mu = 0{,}3$ „ $0{,}35$ „ gedrehte gufseiserne und Stahlgufs-Ringe.

Statische Sicherheit der Bremsen bei Bemessung nach vorstehenden Bedingungen gegenüber der normalen Nutzlast ∼3- bis 5fach für die Dampf-, 2- bis 3fach für die Fallgewichtbremse.

9. Sicherheits- und Regelvorrichtungen.

Jede Fördermaschine wird zum Anzeigen der jeweiligen Stellung der Förderkörbe mit einem (bzw. zwei, S. 429) **Teufenzeiger** ausgerüstet. Anordnung (stehend) entweder mit umlaufendem Zeiger nur für einen Korb und runder Skalenscheibe, oder, wie meist, mit zwei senkrechten Schraubenspindeln, auf denen mit Zeigern versehene Wandermuttern die Bewegung beider Körbe darstellen.*) Getrennter Antrieb beider Spindeln (Gelenkkettentrieb mit zwei Hülfswellen) je von der festen und der versteckbaren Trommel aus stellt beim Umstecken die Zeiger selbsttätig richtig ein, entsprechend der geänderten Stellung der Körbe zueinander.

In Verbindung mit dem Teufenzeiger steht eine **Warnschelle,** die rd. 2 Umdrehungen der Trommel vor Hängebank zum Ertönen gebracht wird, sowie eine **Sicherheitsvorrichtung,** die beim Uebertreiben des aufgehenden Korbes durch Anschlag ein Hülfsgewicht auslöst und damit die Bremsen betätigt (vgl. S. 448).

Neuerdings werden Fördermaschinen statt nur mit diesen von der Bergbehörde vorgeschriebenen einfachen Schutzvorrichtungen gegen das Uebertreiben meist mit weiter ausgebildeten **Sicherheitsapparaten** ausgerüstet, die mit dem Teufenzeiger und fast stets mit einer selbsttätigen Einrichtung zur Füllungsregelung der Maschine während der Beharrungsperiode verbunden werden.

Die einem neuzeitlichen Sicherheitsapparat für Lasten- und Seilfahrt zuzuweisenden Verrichtungen sind folgende:

1. Verhinderung des Anfahrens in falscher Richtung **(Anfahrregelung)** durch Verriegelung des Steuerhebels bzw. Fahrventils in der Hängebankstellung. Durch in das Gestänge eingeschaltete Federn oder gleich wirkende Einrichtungen wird dabei dem Maschinisten die Möglichkeit gelassen, zum Umsetzen unter Kraftanstrengung mit geringer Geschwindigkeit (Drosselung des Dampfes) etwas über die Hängebank hinauszufahren.

2. Verhinderung einer Geschwindigkeitsüberschreitung **(Fahrtsicherung).** Es wird entweder a) ein Ueberschreiten des gewünschten Fahrdiagramms in seinem ganzen Verlauf durch den Apparat verhindert, oder besser b) dieser wirkt nur ein, wenn während Anfahr- und Beharrungsperiode die zugelassene Höchstgeschwindigkeit überschritten, beim Auslauf dagegen die gewollte allmähliche Geschwindigkeitsabnahme nicht innegehalten wird. Regelung des in erster Linie eine Gefahrenquelle bildenden Auslaufweges (Uebertreiben mit unzulässiger Geschwindigkeit), damit auch Sicherung der Maschine in beiden Fällen gleich. Lösung b) pafst sich aber der Rücksicht auf flotte Förderung,

*) Z. d. V. d. I. 1907 S. 8.

wechselnde Nutzlast und Dampfspannung besser an, da sie eine beliebig grofse, der jeweiligen Belastung angemessene Anfahrbeschleunigung zuläfst. Bei vielen Ausführungen nach a) schreibt der Apparat aus baulichen Gründen Beschleunigung und Verzögerung gleich grofs vor, während diese in Wirklichkeit bei günstigstem Geschwindigkeitsverlauf meist verschieden sind. Derartige Konstruktionen sind dem Maschinisten hinderlich und verleiten zum vollständigen Ausschalten des Apparates im Betrieb.

Wirkung des Apparates nach b): Bei Ueberschreitung der zugelassenen Geschwindigkeit wird zunächst der Dampf durch Zurücklegen des Steuerhebels abgesperrt. Gegendampfgeben mufs dabei stets möglich bleiben. Genügt diese Mafsnahme nicht, um die Geschwindigkeit in der erforderlichen Weise zu verzögern (negative Belastung und freier Auslauf), so zieht der Apparat allmählich die mit Druckregler ausgerüstete Bremse an. Diese mufs entweder vom Führerstand aus sofort wieder lösbar sein oder selbsttätig vom Apparat bei genügend gesunkener Geschwindigkeit wieder gelüftet werden. Bei Ausführung nach a) wird während der Anfahrperiode zunächst die Füllung der Maschine bei Geschwindigkeitsüberschreitung verkleinert, nötigenfalls bis auf null, im übrigen Einwirkung wie bei b).

3. Sicherung der Höchstgeschwindigkeit in der Beharrungsperiode **(Füllungsregelung)** durch Einwirkung auf die Füllung, die bis auf den Wert Null verkleinerbar sein mufs.

4. **Sicherung gegen Uebertreiben** durch augenblickliches Zurückziehen des Steuerhebels und Aufwerfen der Bremse, falls der Korb über die Hängebanklage hinausgezogen wird. Die Möglichkeit, Gegendampf zu geben, mufs auch hierbei dem Maschinisten belassen bleiben.

Konstruktiv werden diese Grundsätze von den zahlreichen in der Praxis bekannten Apparaten*) mehr oder weniger vollständig und auf die verschiedenste Weise verwirklicht.

Grundsätzlich sind zu unterscheiden:

1. Apparate mit statischem Fliehkraftregler zum Messen der jeweiligen Geschwindigkeit (Gutehoffnungshütte, Friedr.-Wilh.-Hütte, Grunewald u. a.).

Vorteil: einfache, durchsichtige Bauweise. Nachteil: Abnahme von Energie und Verstellkraft bei kleinen Geschwindigkeiten (Hängebanknähe), daher in diesen Muffenstellungen ungenaue Geschwindigkeitsüberwachung bei nicht genauer Bauart von Apparat und Regler sowie bei grofsen Verstellkräften.

2. Apparate mit hydraulischen Differenzreglern (Iversen, Schönfeld u. a.), bei denen Druckänderungen in einem mit dem Teufenzeiger in Verbindung stehenden hydraulischen Ueberströmapparat die nötigen Verstellkräfte zur Einwirkung auf die Maschine abgeben. Der hydraulische Druck bleibt bei richtigem Fahrdiagramm unveränderlich und hängt ab einerseits von Geschwindigkeit der Teufenzeigermutter, d. h. des Seiles, anderseits von der Gröfse der zwangläufig gesteuerten Drosselöffnung, d. h. der Stellung des Korbes im Schacht.

*) Ausführliche Beschreibungen Z. d. V. d. I. 1911 S. 2002 ff.; Förster, Sicherheitsapparate von Fördermaschinen, Verlag Gebr. Böhm, Kattowitz; Telwes u. Förster, Schachtfördermaschinen S. 238 ff., Jul. Springer, Berlin.

Vorteile: gleichbleibende Reglerenergie, unabhängig von der Seilgeschwindigkeit. Nachteil: Aenderung der Viskosität der Flüssigkeit, d. h. des Druckes mit der Temperatur.

Meist werden die Maschinen mit **Tachographen** (Horn, Karlik u. a.) ausgerüstet zum Aufzeichnen der gesamten Förderzüge (Ueberwachung der Förderung und des Maschinisten).

10. Einzelteile der Fördermaschinen.

Dampfzylinder (vgl. auch S. 446 bis 447). Bei Verwendung hochgespannten überhitzten Dampfes ergibt getrennte Zuleitung zu jedem Einlafsventil des Hochdruckzylinders durch gebogene, schmiedeiserne Rohre einfachste Zylinderform und Sicherheit gegen Wärmerisse.*) Mantelheizung fehlt meist bei Dampfüberhitzung. Zur Vermeidung zu hoher Kompressionsspannungen beim plötzlichen Zurücklegen der Steuerung und beim Gegendampfgeben**) ist die Anordnung von Sicherheitsventilen auf jeder Zylinderseite notwendig, die besonders bei kleinen schädlichen Räumen reichlich zu bemessen sind. Belastung der Ventile durch den Einströmungsdampf des Zylinders gewährleistet richtiges Arbeiten, sauberen und sparsamen Betrieb. Sehr zweckmäfsig ist die Anordnung des Sicherheitsventils im Korb des Einlafsventils (Bauart Gutehoffnungshütte, Abb. 141 S. 446), da sie ohne nennenswerte Vergröfserung der schädlichen Räume und Flächen sehr reichliche und günstig gelegene Durchströmquerschnitte erzielt.

Triebwerk. Die im Betriebe unvermeidlichen Stöfse erfordern bei der Berechnung Kleinhaltung der Festigkeitsbeanspruchungen, während der unterbrochene Gang und das zeitweise Laufen bei abgesperrtem Dampf (Auslaufperiode) hohe spezifische Auflagerdrücke und Reibungszahlen gestatten. Bezogen auf die volle Einströmungsspannung findet sich bei guten Ausführungen als Auflagerdruck:

	20	bis	28 kg/qcm	für das Achslager (unter Berücksichtigung von Eigengewichten und Seilzug),
$k=$	90	„	120 kg/qcm	für den Kurbelzapfen,
	100	„	130 „	„ „ Kreuzkopfzapfen,
	2	„	4 „	„ „ Kreuzkopfschuh.

Die Trommelachse ist auf Grund der aus Seilzug, Eigengewicht und Kolbenkraft sich ergebenden Gesamtbeanspruchung mit $k_b \leq \sim 600$ kg/qcm zu berechnen. Meist wird die Forderung gestellt, dafs die Achse einem Seilzuge gleich der Bruchbelastung des Seiles noch mit Sicherheit standhält. Gröfsere Achsen werden durchbohrt, $d_i \sim 100$ mm, zwecks Vornahme von Materialuntersuchungen an dem ausgebohrten Kern. Die Gewichte der Kurbeln und Schubstangen werden zuweilen statisch ausbalanciert (meist durch in der Trommel angebrachte Gegengewichte) im Interesse gleichmäfsigen Ganges der Maschine bei ganz langsamer Fahrt (Schacht- und Seilbesichtigungen).

Trommeln. Kleinere Trommeln bis $D = 3$ m meist ganz aus Gufseisen (vgl. S. 428). Darüber hinaus gufseiserne Naben, Armkreuze aus ⊔-Eisen mit aufgelegten Blechmänteln, Versteifungsringen aus ∟-Eisen

---

*) Z. d. V. d. I. 1907 S. 5.
**) Z. d. V. d. I. 1904 S. 155 u. 194.

und angenieteten Bremsringen, die meist abgedreht werden. Holzbelag aus Buchen- oder Ulmenholz mit eingedrehten Seilrillen, 60 bis 100 mm

Abb. 145.

Abb. 146.

Schnitt c-d

Schnitt e-f

7000 Dmr.

6900

1100

6650

1200

stark.*) Versteckbare Trommeln (S. 428): Zwei auf der Achse festgekeilte tragen auf abgedrehtem Hals drehbar die beiden losen Naben, an die sich die Armkreuze ansetzen. Verbindung beider durch in sich deckende Bohrungen beider Naben genau eingepafste und lösbare Versteckbolzen (Anzahl 4 bis 8, je nach Trommelgröfse). Verschiedene Lochzahl in loser und fester Nabe ermöglicht Feineinstellung (Differentialversteckung mit einer kleinsten Verstellung von $^1/_{100}$ bis $^1/_{150}$ des Trommelumfangs) (Abb. 145).**) Sofern häufig versteckt wird (Oberschlesien), Versteckung vermittels Stahlgufszahnkranz an fester Nabe, darin eingreifend mit der losen Nabe verstellbar verbundenes Zahnsegment, vorzuziehen, da bequemer und schneller zu bedienen.***)

Treibscheiben.†) Konstruktion ähnlich wie die gröfserer Trommeln, neuerdings meist zweiteilig ganz aus Stahlgufs, besser als genietete Scheiben, deren Verbindungen bei angestrengtem Betrieb oft locker werden (Abb. 146).††) Meist wird breiter Rand vorgesehen zur Aufnahme eines neu aufzulegenden Seiles.

Abb. 147.

Bezeichnet für Rundseile d die Seil-, δ die Drahtstärke, D den Seillaufdurchmesser der Trommel bzw. Treibscheibe, bei Kegeltrommeln den kleinsten Wickeldurchmesser, so sei $D \geqq 100\,d \geqq 1000\,\delta$. Ausführungen zeigen D meist erheblich gröfser: $\sim 150\,d = \sim 3000\,\delta$.

Seilscheiben erhalten gufseiserne Nabe, Speichen aus Flacheisen und mehrteiligen Kranz aus Gufseisen oder meist Walzeisen (Abb. 147). Kranzrillenprofil für Rundseile mit rd. 40 bis 45⁰ Neigung der beiden Seitenflächen zueinander, einer lichten Höhe von 150 bis 200 mm und innerem Abrundungshalbmesser = Seilhalbmesser + ∼5 mm.

Ueber übliche Dimensionen und Gewichte von Trommeln, Treib- und Seilscheiben Tafel S. 439.

Elektrische Fördermaschinen Abschn. Elektrotechnik.

F. Laufkrane.

Anwendungsgebiet. Geeignetste Kranform für alle Innenräume und alle rechteckigen Grundflächen. Handbetrieb nur bei sehr seltenem

---

*) Z. d. V. d. I. 1902 S. 953 u. 1057, 1907 S. 1 ff. Sammelwerk, Bd. V S. 420 ff.
**) Nach Ausführung der Prinz-Rudolf-Hütte, A. G., Dülmen, Westfalen.
***) Förster und Teiwes S. 112.
†) Z. d. V. d. I. 1900 S. 675, 1907 S. 1 ff.; Teiwes und Förster S. 115.
††) Nach Ausführung der Gutehoffnungshütte, Oberhausen.

Gebrauch, sonst durchweg elektrischer Betrieb, wenigstens für Heben und Längsfahren. Je ein Elektromotor für Heben, Querfahren und Längsfahren; erstere beiden Motoren sind auf der Laufwinde, letzterer ist auf dem Kranträger in der Mitte aufzustellen.

Hubwerk. Genau senkrechtes Aufsteigen der Last notwendig, daher stets beide Seilenden des Rollenzuges auf die Trommel zu wickeln. Bei Lasten bis zu 10 t vier Seilstränge mit zwei Losrollen unten und einer Ausgleichrolle oben; Uebersetzung = 1 : 2. Bei Lasten bis zu 25 t sechs Seilstränge mit zwei Losrollen und einer Ausgleichrolle unten und zwei Rollen oben; Uebersetzung = 1 : 3. Werden die Trommelstirnräder doppelt ausgeführt, so mufs die Trommel in zwei Hälften geteilt werden, die lose drehbar auf einen gemeinsamen Bolzen aufgesteckt werden, damit sich der Zahndruck auf beide Stirnräder gleichmäfsig verteilt.

Da der Führer nicht auf der Laufwinde steht, so ist diese für Fernsteuerung einzurichten. Die Stoppbremse ist daher als Magnetbremse auszubilden. Als Senkbremse kann benutzt werden die Generatorbremsung bei Drehstrom, die Kurzschlufsbremsung bei Gleichstrom, eine Lastdruckbremse oder die Hauptstrom - Magnetbremse. Die ersteren beiden sind die zumeist angewendeten. Zentrifugalklingel bei Kurzschlufsbremsung ratsam. Endausschalter für höchste Hakenstellung.

Erhöhung der Hubgeschwindigkeit bei kleinen Lasten durch Reihenparallelschaltung von zwei Motoren bei grofsen Kranen oder durch Umschaltung des einen Motors mittels elektromagnetischer Kupplungen auf zwei Hubwerke oder durch Einbau eines besonderen Motors für das Hülfshubwerk.

Fahrwerk der Laufwinde. Schiene aus Flacheisen 60 . 30 bis 120 . 60 oder Sonderprofil (Abb. 148). Befestigung auf dem Kranträger durch Niete, etwa nach Abb. 149.

Laufräder bei Lasten bis zu 20 t und bei Querlaufgeschwindigkeiten bis zu 0,5 m/sk aus Gufseisen, darüber hinaus aus Stahlgufs. Die zu-

Abb. 148.

Abb. 149.

Abb. 150.

lässige Belastung ergibt sich aus $Q = k D b$, wobei Q der Raddruck in kg (hervorgerufen durch Nutzlast und Eigengewicht der Laufwinde), D der Raddurchmesser in cm und b die nutzbare Schienenbreite in cm ist. Die zulässige Pressung k ist um so kleiner zu wählen, je gröfser die Fahrgeschwindigkeit und dementsprechend die Abnutzung ist (Schaubild Abb. 150).

Laufkranschienen des Aachener Hütten-Aktien-Vereins.

Profil	Höhe	Abmessungen in mm										
		Fufsbreite		Flansch-Steg				Kopfbreite	Kopfstärke		Abrundungshalbmesser
Nr.	h	b	b_1	t	t_1	t_2	d	k	s	s_1	r
1	55	125	54	8	11	14,5	24	45	20	23,5	3
2	65	150	66	9	12,5	17,5	31	55	25	28,5	4
3	75	175	78	10	14	20	38	65	30	34	5
4	85	200	90	11	15,5	22	45	75	35	39,5	6

Profil Nr.	Querschnitt qcm	Gewicht für 1 m kg	Abstand des Schwerpunktes mm	Trägheitsmoment cm^4	Widerstandsmoment cm^3
1	28,7	22,5	22,7	94	29
2	41,01	32,2	26,8	180	47
3	55,8	43,8	30,6	328	74
4	72,6	57	35,2	523	105

Der Reibungsfahrwiderstand Z_r, im Teilkreis des Zahnrades gemessen, ergibt sich aus

$$Z_r \cdot r = Q \cdot m + Q \mu \varrho$$

(Abb. 151), wobei r der Zahnradhalbmesser in cm, Q der Raddruck in kg, m der Hebelarm der wälzenden Reibung in cm, μ der Reibungswert und ϱ der Zapfenhalbmesser in cm ist. Der Wert m ist zu 0,05 bis 0,1 cm anzunehmen, je nachdem die Laufräder genau bearbeitet und die Schienen gut ausgerichtet sind oder nicht. Der Wert μ ist mit Rücksicht auf den Anlauf zu 0,1 anzunehmen. Zu dem Reibungsfahrwiderstand kommt noch der Massenfahrwiderstand Z_m, der sich zu

Abb. 151.

$$Z_m \cdot r = \frac{Q}{g} \operatorname{tg}\alpha \cdot R$$

ergibt, wobei R den Laufradhalbmesser in m bezeichnet und Z_m ebenfalls im Teilkreis des Zahnrades gemessen ist.

Mit Rücksicht auf parabolischen Anlauf bei Hauptstrommotoren ist

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{2v}{t_a}$$

anzunehmen, wobei die Anlaufzeit t_a mit 3 bis 4 sk zugrunde zu legen ist.

Endausschalter an beiden Enden der Laufwindenbahn ratsam.

Zusammenbau der Laufwinde. Der Rahmen wird meist aus Formeisen — **U**-Eisen — mittels Knotenbleche und Eckwinkel zusammengenietet. Die gufseisernen Lager werden auf genietete und gehobelte Arbeitsleisten aufgeschraubt. Erforderlich geringe Bauhöhe und geringe

Länge der Laufwinde, um Höhe und Breite des bestrichenen Raumes möglichst grofs zu erhalten. Schnellgehende Motoren und Schneckenübersetzung bei langsam arbeitenden Werkstattkranen; langsam laufende Motoren und Stirnradübersetzung bei raschgehenden Hüttenwerkkranen. In neuerer Zeit werden die Laufwinden häufig mit einem untergebauten drehbaren Ausleger ausgerüstet, um das Arbeitsfeld des Kranes zu vergröfsern.

Kranträger. Lotrechte Beanspruchung durch Nutzlast, Eigengewicht der Laufwinde und Eigengewicht des Kranträgers. Wagerechte Beanspruchung durch den Massendruck; daher gute Seitenversteifung

Abb. 152.

Abb. 153.

Abb. 154.

Abb. 155.

durch wagerechte Träger erforderlich. Bei Spannweiten unter 15 m besteht der Kranträger meist aus zwei Blechhauptträgern und zwei Gitterhülfsträgern (Abb. 152) oder aus vier Blechträgern (Abb. 153). Kranträger für gröfsere Spannweiten werden entweder aus zwei Gitterhauptträgern und zwei Gitterhülfsträgern (Abb. 154), oder zweckmäfsiger aus zwei Gitterhauptträgern mit besonderen Fahrbahnträgern für die innen untergebrachte Laufwinde (Abb. 155) zusammengesetzt. Als Fahrbahnträger verwendet man vorteilhaft Breitflanschträger, weil sie sowohl lotrechte wie wagerechte Biegungsmomente aufnehmen müssen.

Der gröfstmögliche Massendruck tritt auf, wenn die gebremsten Kranlaufräder gleiten; es mufs dann nach Andrée die Verzögerung der Laufwinde ebenso grofs wie die des gleitenden Kranes sein; für letzteren ist bei Bremsung der Hälfte aller Laufräder

$$\frac{N+W+K}{g}\,\mathrm{tg}\,\alpha = \frac{N+W+K}{2}\cdot\mu.$$

Daraus $$\operatorname{tg} \alpha = \frac{g}{2} \cdot \mu,$$

wobei N = Nutzlast, W = Gewicht der Laufwinde, K = Gewicht der Kranbühne, $\operatorname{tg} \alpha$ = Verzögerung, μ = Gleitreibungszahl der Laufräder.

Massendruck der Laufwinde quer zur Bühne

$$P_m = \frac{N + W}{g} \operatorname{tg} \alpha = (N + W) \cdot \frac{\mu}{2}.$$

Für $\mu = 0{,}2$: $$P_m = (N + W) \cdot \frac{1}{10}.$$

Das Netzwerk der Gitterträger ist bei oben laufender Katze so auszubilden, dafs die Feldteilung des Obergurts kleiner ausfällt als diejenige des Untergurts (Abb. 156 u. 157); läuft die Katze auf dem Untergurt und sind besondere Fahrbahnträger vorhanden, so ist ein Netzwerk nach Abb. 158 oder 159 zweckmäfsig. Sämtliche Stäbe sind aus steifen Formeisen — Winkeleisen oder U-Eisen — herzustellen; Flacheisendiagonalen sind der Erzitterungen wegen unbrauchbar; gekreuzte Diagonalen sind daher zwecklos. Parabolischer Gurt vermindert die Baustoffkosten, verteuert aber die Herstellung, daher neuerdings seltener ausgeführt. Zulässige Gesamtbeanspruchung des Obergurts

$$k_d + k_b = 900 \text{ bis } 1100 \text{ kg/qcm bei geringen,}$$
$$= 700 \;\text{„}\; 900 \text{ kg/qcm bei grofsen Hubgeschwindigkeiten.}$$

Dort, wo Schwankungen störend wirken, wie bei Giefsereikranen, sind Trägerhöhe und Widerstandsmoment so zu wählen, dafs die Durchbiegung den Wert $^1/_{1000}$ bis $^1/_{800}$ nicht überschreitet.

Eigengewichte der Laufwinden und Kranträger (Abb. 160).

Abb. 156.

Abb. 157.

Abb. 158.

Abb. 159.

Abb. 160.

Kranfahrwerk.

Schienen ebenso wie für die Laufwinde. Laufräder aus Stahlgufs. Bei Ermittlung der Abmessungen ist diejenige Belastung zugrunde zu legen, die sich bei einseitiger Stellung der Laufwinde ergibt. Fahrwiderstand wie bei der Laufwinde; für Q ist hier einzusetzen Nutzlast + Laufwindengewicht + Gewicht des Kranträgers.

Zu diesem Widerstand kommt noch der bei Schiefstellung des Laufkrans gegen die Schienen eintretende. Sehr eingehenden Aufschlufs

hierüber gibt die Untersuchung von Dr.-Ing. Pape in Dingler Pol. J. 1910 S. 147. Voraussetzungen der Rechnung: Laufräder der einen Seite haben $b_2 - b_1 = 4$ bis 8 mm Spiel (b_2 = l. W. der Doppelflanschen, b_1 = Schienenbreite), Laufräder der anderen Seite etwa doppelt so grofses Spiel. Neigung der Flanschen $\operatorname{tg}\gamma = {}^1\!/_{10}$.

Gröfste mögliche Schiefstellung:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{b_2 - b_1}{a} = \text{etwa } \frac{1}{200} \quad (a = \text{Radstand}).$$

Widerstandsmoment durch Zapfenreibung und wälzende Reibung

$$W_3 \,.\, R = Q m + Q \,.\, \mu \varrho$$

(ϱ = Zapfenhalbmesser, $m \sim 0{,}05$ cm, $\mu \sim 0{,}08$),

Widerstandsmoment durch Quergleitung

$$W_g \,.\, R = Q \,.\, \mu_1 \operatorname{tg}\alpha \,.\, R$$

(μ_1 = Gleitreibungszahl zwischen Rad und Schiene $\sim 0{,}17$).

Abb. 161.

Abb. 162.

Hat der Kran die gröfste mögliche Schiefstellung noch nicht erreicht, liegt also nur ein Flansch an (Abb. 161), so wird das

Widerstandsmoment durch Nabenstirnreibung

$$W_n \,.\, R = \left(3 \cdot \frac{Q}{4} \mu_1 + 3 \cdot \frac{Q}{4} \mu_1\right) \mu_2 \,.\, r_m = 1{,}5\, Q \,.\, \mu_1 \,.\, \mu_2 \,.\, r_m$$

(r_m = Halbmesser der Nabenstirn, μ_2 = Reibungszahl der Nabenstirn $\sim 0{,}10$).

Nimmt man an, dafs die Laufwinde in Kranmitte steht und dafs der Flanschneigungswinkel γ als verschwindend klein betrachtet werden darf, so wird nach Abb. 162

$$\frac{S}{\mu_1} - \frac{3}{4} \cdot Q \mu_1 - Z \,.\, \mu_1 = 0$$

$$Z + S \,.\, \cos\delta - \frac{Q}{4} = 0$$

$$\text{daraus} \qquad S \sim Q \,.\, \mu_1^2$$

und das Widerstandsmoment durch Flanschreibung

$W_{fl} \cdot R = Q \,.\, \mu_1^2 \,.\, h$ (h = Hebelarm der Flanschreibung = etwa 5 cm).

Gesamtes Widerstandsmoment

$$W \cdot R = Q\,(m + \mu\varrho + \mu_1 \operatorname{tg}\alpha \cdot R + 1{,}5 \cdot \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot r_m + \mu_1^2 \cdot h).$$

Der Motor ist zweckmäfsig in Kranmitte aufzustellen, damit die Verdrehung der durchgehenden Welle auf beiden Seiten annähernd gleich grofs wird.

Ringschmierlager oder Kugellager der geringen Wartungsbedürftigkeit wegen zweckmäfsig.

Endausschalter an den Enden der Kranbahn empfehlenswert.

Abb. 163.

G. Brückenkrane.

Anwendungsgebiet. Rechteckige Lagerplätze bis zu 100 m Breite und bis zu 200 m Länge. Zur Erzielung ausreichender Leistungen ist grofse Fahrgeschwindigkeit bis zu 5 m/sk in der Querrichtung erforderlich; Längsfahrgeschwindigkeit bis 1 m/sk. Nutzlast bei Greiferbetrieb 2 bis 5 t; Tragkraft 5 bis 10 t.

Laufwinde. Früher meist feststehendes Triebwerk mit Seilübertragung nach der Laufwinde. Vorteil: kleines Eigengewicht der Lauf-

Abb. 164.

Abb. 165.

Abb. 166.

Abb. 167.

winde, daher geringer Massenwiderstand beim Anlauf. Abb. 164: Seilübertragung mit laufenden Hubseilrollen nach Art der alten Giefsereilaufkrane; grofser Fahrwiderstand, weil die Hubseilrollen bei der Fahrt belastet umlaufen. Abb. 165: Seilübertragung mit stillstehenden Hubseilrollen nach Stuckenholz und Abb. 166: Seilübertragung nach Hunt; das Fahrseil ist ebenso hoch belastet wie das Hubseil. Abb. 167: Seil-

Laufkrane der Deutschen Maschinenfabrik A.-G. Duisburg (Abb. 163).

Tragkraft	Spannweite	Heben		Katzfahren		Kranfahren		*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	Radstand	Raddruck	Schienenbreite
t	m	m/sk	PS	m/sk	PS	m/sk	PS								t	
5	10	0,12	12	0,5	1,8	2,1	10	1600	200	400	850	2000	400	2400	6,0	50
	14	0,12	12	0,5	1,8	1,7	10	1600	200	400	850	2400	400	2600	6,5	50
	18	0,12	12	0,5	1,8	1,6	10	1600	200	400	850	2800	400	2800	7,1	50
	22	0,12	12	0,5	1,8	1,5	10	1700	200	300	850	3200	400	3200	7,8	55
	26	0,12	12	0,5	1,8	1,3	10	1700	200	300	850	3600	400	3600	8,5	55
	30	0,12	12	0,5	1,8	1,2	10	1700	200	300	850	4000	400	4000	9,0	55
10	10	0,15	2,8	0,5	3,8	1,8	14	1800	230	400	900	2000	400	2800	9,0	55
	14	0,15	2,8	0,5	3,8	1,7	14	1800	230	400	900	2400	400	2800	9,7	55
	18	0,15	2,8	0,5	3,8	1,5	14	1800	230	400	900	2800	400	2800	10,4	55
	22	0,15	2,8	0,5	3,8	1,4	14	1900	230	300	900	3200	400	3200	11,3	60
	26	0,15	2,8	0,5	3,8	1,2	14	1900	230	300	900	3600	400	3600	12,2	60
	30	0,15	2,8	0,5	3,8	1,1	14	1900	230	300	900	4000	400	4000	13,4	60
15	10	0,14	44	0,5	5	1,8	20	2100	250	400	1000	2200	500	3200	12,2	55
	14	0,14	44	0,5	5	1,7	20	2100	250	400	1000	2400	500	3200	13,1	55
	18	0,14	44	0,5	5	1,5	20	2100	250	400	1000	2600	500	3200	14,0	55
	22	0,14	44	0,5	5	1,4	20	2200	250	300	1000	3000	500	3200	15,2	60
	26	0,14	44	0,5	5	1,3	20	2200	250	300	1000	3400	500	3600	16,2	60
	30	0,14	44	0,5	5	1,2	20	2200	250	300	1000	3800	500	4000	17,4	60
20	10	0,11	44	0,5	7	1,7	20	2150	275	500	1050	2200	600	3400	15,3	65
	14	0,11	44	0,5	7	1,6	20	2150	275	500	1050	2400	600	3400	16,0	65
	18	0,11	44	0,5	7	1,4	20	2150	275	500	1050	2600	600	3400	17,2	65
	22	0,11	44	0,5	7	1,3	20	2250	275	400	1050	3000	600	3400	18,5	65
	26	0,11	44	0,5	7	1,2	20	2250	275	400	1050	3400	600	3600	19,7	65
	30	0,11	44	0,5	7	1,1	20	2250	275	400	1050	3800	600	4000	20,9	65
30	10	0,07	44	0,5	10	1,7	32	2300	300	700	1200	2200	600	4000	20,6	75
	14	0,07	44	0,5	10	1,6	32	2300	300	700	1200	2400	600	4000	22,0	75
	18	0,07	44	0,5	10	1,5	32	2300	300	700	1200	2600	600	4000	23,4	75
	22	0,07	44	0,5	10	1,4	32	2400	300	600	1200	3000	600	4000	24,8	75
	26	0,07	44	0,5	10	1,3	32	2400	300	600	1200	3400	600	4000	26,1	75
	30	0,07	44	0,5	10	1,2	32	2400	300	600	1200	3800	600	4000	27,6	75
40	10	0,07	44	0,5	10	1,7	32	2500	325	750	1300	2200	600	4000	26,4	75
	14	0,07	44	0,5	10	1,6	32	2500	325	750	1300	2200	600	4000	28,1	75
	18	0,07	44	0,5	10	1,5	32	2500	325	750	1300	2400	600	4000	29,6	75
	22	0,07	44	0,5	10	1,4	32	2600	325	650	1300	2800	600	4000	31,2	75
	26	0,07	44	0,5	10	1,3	32	2600	325	650	1300	3200	600	4000	32,7	75
	30	0,07	44	0,5	10	1,2	32	2600	325	650	1300	3600	600	4000	34,3	75
50	10	0,05	56	0,4	14	1,5	42	2600	350	800	1400	2200	600	4000	31,8	90
	14	0,05	56	0,4	14	1,4	42	2600	350	800	1400	2200	600	4200	33,7	90
	18	0,05	56	0,4	14	1,3	42	2600	350	800	1400	2400	600	4200	35,7	90
	22	0,05	56	0,4	14	1,2	42	2700	350	700	1400	2800	600	4200	37,5	100
	26	0,05	56	0,4	14	1,2	42	2700	350	700	1400	3200	600	4200	39,4	100
	30	0,05	56	0,4	14	1,1	42	2700	350	700	1400	3600	600	4200	41,3	100
60	10	0,05	66	0,4	14	1,4	48	2800	375	900	1450	2200	600	4400	37,3	100
	14	0,05	66	0,4	14	1,3	48	2800	375	900	1450	2300	600	4400	39,5	100
	18	0,05	66	0,4	14	1,2	48	2800	375	900	1450	2600	600	4400	42,9	100
	22	0,05	66	0,4	14	1,2	48	2900	375	800	1450	2800	600	4400	44,3	110
	26	0,05	66	0,4	14	1,1	48	2900	375	800	1450	3000	600	4400	46,5	110
	30	0,05	66	0,4	14	1,1	48	2900	375	800	1450	3400	600	4400	48,8	110
75	10	0,04	66	0,3	14	1,3	58	3000	400	1000	1500	2200	600	4600	45,0	110
	14	0,04	66	0,3	14	1,2	58	3000	400	1000	1500	2300	600	4600	48,4	110
	18	0,04	66	0,3	14	1,2	58	3000	400	1000	1500	2600	600	4600	51,3	110
	22	0,04	66	0,3	14	1,2	58	3100	400	900	1500	2800	600	4600	54,0	120
	26	0,04	66	0,3	14	1,1	58	3100	400	900	1500	3000	600	4600	56,7	120
	30	0,04	66	0,3	14	1,0	58	3100	400	900	1500	3300	600	4600	59,7	120

übertragung mit entlastetem Hubseil nach Brown; die Last mufs jedes Mal erst bis zur Laufwinde gehoben werden, ehe die Fahrt beginnen kann; Einklinken ruft Stöfse hervor. Abb. 168: Seilübertragung mit übersetztem Hubseil nach Barry, ausgeführt von Fraser & Chalmers in London; die Hubseiltrommel ist in der Laufkatze gelagert und wird mittels Zahnräder von einer Reibungstrommel angetrieben, die von dem Uebertragungsseil mit einer Umschlingung ergriffen wird. Die Zahnradübersetzung ist so gewählt, dafs Fahrseil und Uebertragungsseil mit gleicher Geschwindigkeit laufen. Werden beide Seile in gleichem Sinn angetrieben, dann fährt die Laufkatze; wird nur das Uebertragungsseil angetrieben, dann hebt oder senkt sich der Haken. Nachteil aller Seilübertragungen: starker Verschleifs der rasch laufenden und über viele Rollen geführten Seile.

Abb. 168.

Neuerdings daher elektrische Uebertragung und Aufstellung des Triebwerks auf der Laufwinde bevorzugt. Nachteil: grofses Eigengewicht der Laufwinde, daher beträchtlicher Massenwiderstand beim Anlauf. Vorteile: keine Seilabnutzung; der Führerstand kann auf die Laufwinde gelegt werden, daher bessere Uebersicht und gröfsere Betriebssicherheit.

Für das Hubwerk nur zwei Seilstränge mit einer Losrolle; genau senkrechtes Aufsteigen der Last nicht erforderlich. Langsam gehende Motoren mit Stirnradübersetzung. Fahrwerkbremse reichlich zu bemessen und doppelt auszuführen: Kurzschlufsbremse und magnetische Stoppbremse. Endausschalter für Hubwerk und Fahrwerk. Aufserdem Puffer; Federpuffer können das Arbeitsvermögen nicht aufnehmen, Oelpuffer sind zu leicht Störungen ausgesetzt; besser mehrere auswechselbare Hölzer hintereinander, die nacheinander zerbrechen (Bauart Schröder, Abb. 169), oder schiefe Ebenen an den Enden der Fahrbahn, auf die sich die Laufwinde mit Gleitstücken aufsetzt (Ausführung der Duisburger M.-G.).

Abb. 169.

Kranträger. Die grofse Spannweite bedingt gute Seitenversteifung und Baustoffausnutzung. Stets zwei Gitterträger, deren Obergurte durch einen wagerechten Gitterträger unmittelbar miteinander verbunden sind.

Fahrbahn innenliegend (Abb. 170). Vorteil: geringe Bauhöhe. Nachteil: Untergurte können nur mittelbar abgesteift werden.

Fahrbahn untergehängt (Abb. 171). Vorteil: Untergurte können unmittelbar gegeneinander abgesteift werden. Nachteil: etwas gröfsere Bauhöhe.

Fahrbahn obenliegend (Abb. 172). Die Laufwinde ist in diesem Fall als Drehkran gebaut; die Last wird also seitlich hochgenommen. Vorteil: gute Seitenabsteifung, Ersparnis besonderer Fahrbahnträger. Kleine Seitwärtsbewegungen des Greifers lassen sich durch Schwenken des Auslegers erzielen ohne Verschiebung der ganzen Brücke. Nachteil: Wegen der exzentrischen Belastung werden die Träger etwas schwerer.

Abb. 170.

Abb. 171.

Abb. 172.

Bei obenliegender Fahrbahn wird das Netzwerk so gestaltet, dafs die Feldteilung des Obergurts nur $^1/_4$ bis $^1/_6$ von derjenigen des Untergurts wird, so dafs die zusätzliche Biegungsbeanspruchung des Obergurts klein ausfällt (Abb. 173).

Abb. 173.

Bei innen- oder untenliegender Fahrbahn wird ein Netzwerk gewählt, dessen Feldteilung im Obergurt gleich derjenigen des Untergurts oder halb so grofs ist (Abb. 174).

Abb. 174.

Kranfahrwerk. Gleichmäfsiger Vorschub ohne Ecken auch bei einseitig stehender Last erforderlich; der Unterschied des Fahrwiderstandes auf beiden Seiten ist irgendwie auszugleichen. Ausgleich durch den Träger (Abb. 175). Der eine Pfeiler ist starr mit der Brücke verbunden, der andere ist als Pendelpfeiler mit einem wagerechten Gelenk angeschlossen, um Wärmeausdehnung der Brücke zu ermöglichen. Jeder Pfeiler erhält einen besonderen Nebenschlufsmotor für das Fahrwerk. Der halbe Unterschied der beiden Fahrwiderstände beansprucht die Brücke in wagerechter Richtung auf Biegung mit einem Hebelarm gleich

Abb. 175.

der Spannweite. Vorteil: einfaches Fahrwerk. Nachteil: hohe Beanspruchung des Trägers.

Ausgleich durch Welle (Abb. 176). Die Verbindung der beiden Pfeiler mit der Brücke ist dieselbe wie vorher. Jeder der beiden Pfeiler wird mit einem Hauptstrommotor ausgerüstet, die durch eine durchgehende Welle verbunden werden. Die Welle ist so zu bemessen, dafs sie den halben Unterschied der beiden Fahrwiderstände übertragen

Abb. 176.

Abb. 177.

kann. Vorteil: Entlastung des Trägers. Nachteil: beträchtlicher Fahrwiderstand, hervorgerufen durch die zahlreichen Lager der Uebertragungswellen.

Ausgleich durch Gelenke (Abb. 177). Der eine Pfeiler wird durch eine Drehscheibe mit der Brücke verbunden und auf ein Gleis von so grofser Spurweite gestellt, dafs der Kran gegen Winddruck quer zum Gleise standfest ist. Der andere Pfeiler wird durch ein Kugelgelenk (oder durch zwei Hängestangen) mit der Brücke verbunden. Die Brücke kann sich nur bis zu einem gewissen Grad (meist nur 10°) schief zum Gleise einstellen. Jeder Pfeiler wird mit einem besonderen Nebenschlufsmotor ausgerüstet. Endausschalter müssen verhindern, dafs die Schiefstellung den zulässigen Wert überschreitet. An Stelle der

Abb. 178.

Abb. 179.

Drehscheibe kann eine Säule treten (Abb. 178); in diesem Fall ist nur eine Schiene bei jedem Pfeiler erforderlich. Freier Durchgang kann durch Teilung des Säulengelenks in zwei Aufsengelenke erreicht werden (Abb. 179).

In jedem Fall sind die Fahrwerke beider Pfeiler mit Magnet-Stoppbremsen auszurüsten, damit der Kran bei Aufserbetriebsetzung nicht durch den Winddruck fortgerollt werden kann. Aufserdem sind Sturmsicherungen erforderlich, bestehend aus Schienenklemmen, die bei Aufserdienststellung angezogen werden. Besser sind Sperrhaken an den unteren Enden der Stützgerüste, die in feste Stützen an den Fahrbahnenden einschnappen, sobald der Brückenkran in die Endstellung gefahren wird, und die von Hand wieder ausgehoben werden (Ausführung der Firma Fried. Krupp A. G., Grusonwerk).

Abb. 180.

Abb. 181.

H. Drehkrane.

Anwendungsgebiet. Der Vorteil des Drehkrans liegt in dem grofsen freien Querschnitt; er kann daher sperrige Lasten gut bewegen, ist infolgedessen dort am Platze, wo Lasten sehr verschiedener Art vorkommen, wie im Kaibetrieb. Der Nachteil des Drehkrans ist sein beschränktes Arbeitsfeld; er hat daher im Hütten- und Werkstättenbetrieb dem Laufkran weichen müssen und ist auf den Lagerplätzen durch den Brückenkran verdrängt worden. Als feststehender Schwerlastkran beherrscht er vorläufig noch das Feld im Werftbetrieb. Für Hülfsdrehbewegung wird der Drehkran neuerdings angewendet bei Laufkranen mit untergehängtem Schnabel und bei Brückenkranen mit aufgebautem Ausleger.

a. Lagerung des drehbaren Teils.

Je nach der Art, wie die Lagerung des drehbaren Auslegers baulich durchgeführt ist, lassen sich sechs verschiedene Gattungen von Drehkranen unterscheiden.

Drehkran mit Endzapfen. Bei leichten Kranen bis zu einem Kranmoment $Na_n \leq 5$ mt genügt eine kräftige Mauer als Stützgerüst (Abb. 180, S. 465); für schwere Krane ist ein besonderes Stützgerüst aus Fachwerk erforderlich (Abb. 181, S. 465). In beiden Fällen ist die Drehbarkeit auf einen Halbkreis beschränkt, wodurch das Anwendungsgebiet der Endzapfen-Drehkrane sehr eingeengt wird.

Die Mittelkraft V aller auf den drehbaren Teil wirkenden senkrechten Kräfte ermittelt sich zu

$$V = N + E_1 + E_2 + \ldots + E_5$$

und der Hebelarm a_v der Mittelkraft aus

$$Va_v = Na_n + E_1 a_1 + E_2 a_2 + \ldots + E_5 a_5.$$

Zeichnerische Ermittlung von V und a_v mittels des Seilecks (Abb. 182). Die wagerechten Zapfendrücke ermitteln sich (Abb. 180) zu

$$H_o = H_u = \frac{Va_v}{h}.$$

Der lotrechte Zapfendruck wird gleich V.

Abb. 182.

Dabei ist vorausgesetzt, daſs die Seiltrommel im Ausleger selbst gelagert ist; befindet sich die Trommel am feststehenden Krangerüst, so beeinfluſst der Seilzug in entsprechendem Sinn den Zapfendruck. Der Reibungschwenkwiderstand, gemessen am Auslegerkopf, ergibt sich zu

$$W_r = \frac{H_o \mu r_o}{a_n} + \frac{H_u \mu r_u}{a_n} + \frac{V \mu r_v}{a_n}.$$

Dabei sind r_o und r_u die Halbmesser der Stirnzapfen, r_v ist der mittlere Halbmesser des Spurzapfens.

Der Massenschwenkwiderstand, ebenfalls gemessen am Auslegerkopf, wird
$$W_m = M \operatorname{tg} \alpha.$$

Wegen des parabolischen Anlaufs bei Kraftstrommotoren kann wieder $\operatorname{tg} \alpha = 2v : t_a$ angenommen werden, wobei die Anlaufzeit t_a auf 4 bis 6 sk geschätzt werden kann. Unter M ist die Masse der Nutzlast $N : g$ zuzüglich der auf den Auslegerkopf reduzierten Masse des Auslegers

$$\frac{E_1}{g} \cdot \frac{a_1^2}{a_n^2} + \frac{E_2}{g} \cdot \frac{a_2^2}{a_n^2} + \ldots + \frac{E_5}{g} \cdot \frac{a_5^2}{a_n^2}$$

zu verstehen.

Vorteil des Krans mit Endzapfen: geringes Eigengewicht des Auslegers, leichte Drehbarkeit. Nachteil: Arbeitsfeld beschränkt auf einen Halbkreis.

Drehkran mit drehbarer Säule. Ausführung für leichte Krane bis zu einem Kranmoment von $Na_n \leq 20$ mt mit Stahlsäule nach Abb. 183, für schwere Krane mit Fachwerksäule nach Abb. 184. Das Stützgerüst liegt hier nicht neben, sondern unterhalb des Krans, es ist daher volle Drehung möglich.

Die Mittelkraft V aller auf den drehbaren Teil wirkenden senkrechten Kräfte und ihr Hebelarm a_v ermitteln sich wie vorher. Aus ihnen ergeben sich wieder die wagerechten Zapfendrücke zu

$$H_o = H_u = \frac{Va_v}{h}.$$

Die Säule mufs so stark sein, dafs sie im Halslager das Biegungsmoment $M_b = H_u h = Va_v$ zu übertragen vermag. Wird eine Säule aus

Abb. 183.

Abb. 184.

geschmiedetem Siemens-Martin-Stahl verwendet, so ist eine Biegungsbeanspruchung von $k_b = 800$ bis 1000 kg/qcm zulässig; Stahlsäulen über 300 mm Durchm. werden nicht verwendet, weil die Sicherheit von der Güte des Schmiedestückes abhängig ist. Gegossene Säulen aus Gufseisen oder Stahlgufs werden nicht mehr ausgeführt.

Der Reibungsschwenkwiderstand hängt von der Art des Halslagers ab, das durch H_o belastet wird. Ein Gleitlager ergibt wegen des grofsen Durchmessers grofsen Reibungswiderstand, ist daher nur bei kleinen Kranen ratsam. Ein Kugellager wird wegen des grofsen Durchmessers zu kostspielig, ein Walzenlager wegen der erforderlichen Stützrollen zu umständlich. Daher jetzt meist Stützung durch eine oder zwei am Ausleger gelagerte Laufrollen von grofsem Durchmesser und durch zwei oder drei Führungsrollen. Bei einer Stützrolle wird

$$W_r = \left(\frac{H_o m}{R_r} + \frac{H_o \mu r_z}{R_r}\right) \frac{R_l}{a_n} + \frac{H_u \mu r_u}{a_n} + \frac{V \mu r_v}{a_n}.$$

Bei Anwendung von zwei Stützrollen wird der Reibungswiderstand wegen des kleineren Rollendurchmessers etwas gröfser.

Dabei ist R_r der Halbmesser der Rolle, r_z der Halbmesser ihres Zapfens, R_l der Halbmesser des Laufkranzes, m der Hebelarm der wälzenden Reibung = etwa 0,05 cm.

$W_m = M \operatorname{tg} \alpha$ wie vorher.

Vorteile des Krans mit drehbarer Säule: freies Profil für sperrige Lasten, einfache Anbringung des Gegengewichts. Nachteil: das Kranmoment mufs sowohl durch die Säule, wie durch das Stützgerüst übertragen werden, die Konstruktion wird daher bei grofsen Lasten schwer.

Krane, bei denen das Stützgerüst aus einem gemauerten Schacht besteht — Fairbairnkrane —, werden nicht mehr ausgeführt, weil ihre Gründung sehr kostspielig wird.

Drehkran mit feststehender Säule. Ausführung für leichte Krane bis zu $N \cdot a_n \leq 20$ mt mit Stahlsäule nach Abb. 185, für schwere Krane mit Fachwerksäule nach Abb. 186. Das Stützgerüst liegt innerhalb des Krans, es ist daher wieder volle Drehung möglich.

Abb. 186.

Abb. 185.

Ermittlung von V, a_v, H_o und H_u wie vorher. Die Säule mufs auch hier das Biegungsmoment $M_b = H_o h = V a_v$ übertragen; zulässige Beanspruchung der Säule wie vorher.

Mafsgebend für den Reibungsschwenkwiderstand ist die bauliche Ausführung des unteren Lagers. Neuerdings werden auch hier Stützrollen von grofsem Durchmesser bevorzugt. In diesem Fall erreicht W_r den gleichen Betrag wie vorher.

Vorteil des Krans mit feststehender Säule: einfache Anbringung des Gegengewichts, geringes Auslegergewicht. Nachteile: das Kranmoment mufs wieder durch Säule und Ausleger übertragen werden, daher schwere Konstruktion bei grofsen Lasten.

Drehkrane mit Säulendrehscheibe. Ausführung für leichte Krane bis zu $N \cdot a_n \leq 50$ mt mit Stahlsäule nach Abb. 187. Für schwere Lasten nicht verwendbar. Das Kranmoment wird nicht wie bisher

durch ein Kräftepaar mit wagerechten Kräften, sondern durch ein Kräftepaar mit lotrechten Kräften übertragen.

Ermittlung der Werte von V und a_v wie bisher. Aus ihnen ergibt sich der Rollendruck

$$V_r = \frac{V a_v}{R_l},$$

wobei R_l der Halbmesser des Laufkranzes ist. Der Druck auf den Säulenzapfen wird

$$V_s = \frac{V(R_l - a_v)}{R_l}.$$

Durch Anordnung eines Gegengewichts in geeignetem Abstande mufs dafür gesorgt werden, dafs die Mittelkraft V möglichst innerhalb des Laufkranzes liegt, weil andernfalls das Spurlager einen Druckwechsel erfahren würde. Fällt bei leerem Haken die Mittelkraft V hinter die Säule, so ist auf der hinteren Seite ebenfalls eine Laufrolle anzuordnen.

Abb. 187.

Die Säule erfährt hier Biegungsbeanspruchungen lediglich durch den Massenschwenkwiderstand, kann also leicht ausgeführt werden.

Bei voller Last fällt der Reibungsschwenkwiderstand wegen der hochbelasteten Rollenzapfen beträchtlich aus, es wird der am Haken gemessene Reibungswiderstand

$$W_r = \left(\frac{V_r m}{R_r} + \frac{V_r \mu r_z}{R_r}\right)\frac{R_l}{a_n} + \frac{V_s r_s}{a_n},$$

wobei r_s der Halbmesser des Säulenzapfens ist. Die Anordnung ist daher nur zweckmäfsig für solche Krane, die selten mit der Höchstlast arbeiten.

Vorteile des Krans mit Säulendrehscheibe: kleiner Laufkranzdurchmesser, geringer Schwenkwiderstand bei mittleren Lasten. Nachteile: Die Säule versperrt den Platz für das Triebwerk, die Säule trägt nichts zur Aufnahme des Kranmoments bei und erhöht doch die Kosten, zumal sie durchbohrt werden mufs, um die Zuleitung einzuführen; die hochbelasteten Rollenzapfen setzen sich bei Frostwetter leicht fest.

Drehkran mit Rollendrehscheibe. Ausführung für leichte Krane bis zu $N a_n \leq 50$ mt nach Abb. 188 S. 470. Für schwere Lasten nicht zweckmäfsig, weil die Verteilung des Stützdrucks auf mehrere Rollen eine sehr umständliche Konstruktion erfordert. Das Kranmoment wird auch hier nur durch lotrechte Kräfte übertragen. Vorn sind zwei Stützrollen notwendig, um die Standfestigkeit gegenüber dem Massenschwenkwiderstand zu sichern. Hinten genügt eine Rolle, wenn der Zapfendruck nicht zu grofs wird. Ermittlung von V und a_v wie vorher.

Druck auf eine vordere Rolle $V_v = \dfrac{1}{2}\,\dfrac{V(R_l + a_v)}{R_l + a_r},$

Druck auf die hintere Rolle $V_h = \frac{V(a_r - a_v)}{R_l + a_r}$.

Auch hier mufs durch geeignete Anbringung des Gegengewichts dafür gesorgt werden, dafs die Mittelkraft V sowohl bei vollbelastetem wie bei leerem Haken möglichst innerhalb des Laufkranzes fällt. Der Mittelzapfen ist als Sicherheitsanker zur Aufnahme von Zugbeanspruchungen auszubilden, wird aber im normalen Betrieb nicht beansprucht. Reibungsschwenkwiderstand

$$W_r = \left(\frac{Vm}{R_r} + \frac{V\mu r_z}{R_r}\right)\frac{R_l}{a_n}.$$

Abb. 188.

Abb. 190.

Vorteile des Krans mit Rollendrehscheibe: leichte und billige Konstruktion, freier Platz für das Triebwerk. Nachteile: Der Schwenkwiderstand wird ziemlich beträchtlich, wenn nicht der Laufrollendurchmesser sehr grofs gewählt wird; die Schmierung der hochbelasteten Rollenzapfen versagt bei Frost leicht.

Abb. 189.

Drehkran mit Walzendrehscheibe. Ausführung mit unten liegender Drehscheibe nach Abb. 189, mit oben liegender Drehscheibe nach Abb. 190. Für schwere Lasten besonders gut geeignet, weil die grofse Zahl der Walzen eine sehr gleichmäfsige Druckverteilung auf die Drehscheibe gewährt.

Abb. 191.

Ermittlung von V und a_v wie bisher.

Die Druckverteilung auf die Walzen ist statisch unbestimmt. Zur angenäherten Berechnung

denkt man sich den Laufkranz als eine Ringfläche, die durch V exzentrisch belastet wird (Abb. 191). Es ergeben sich dann die Pressungen

$$p_d = \frac{V}{D\pi b}, \qquad p_e = \frac{V a_v}{w} = \frac{V a_v}{0{,}8\, D^2 b}.$$

Die höchste Pressung an der Auslegerseite ergibt sich zu

$$p = p_d + p_e,$$

wobei p_d die durch zentrische und p_e die durch exzentrische Belastung hervorgerufene Pressung bedeutet. D ist der mittlere Kranzdurchmesser, b die Kranzbreite und w das Widerstandsmoment des Kreisringes.

Ein aus der Ringfläche herausgeschnittenes Stück von der Länge gleich dem Walzenabstande t und belastet gedacht mit der Pressung p gibt angenähert den Druck auf die stärkst belastete Walze. Wegen der Durchbiegung der Drehscheibe ist der tatsächliche Wert kleiner als der angenähert berechnete. Wird p_e gröfser als p_d, so darf nur der positiv belastete Teil des Laufkranzes in die Rechnung eingesetzt werden (Festigkeit gerader Stäbe I. Bd. S. 507 ff.).

Das Gegengewicht ist wieder so anzuordnen, dafs sowohl bei vollbelastetem wie bei leerem Haken die Mittelkraft V innerhalb des Laufkranzes bleibt. Der Mittelzapfen ist als Sicherheitsanker auszubilden.

Reibungsschwenkwiderstand $W_r = 2\,\dfrac{V m}{2\,R_r} \cdot \dfrac{R_l}{a_n}$.

Vorteile des Krans mit Walzendrehscheibe: keinerlei Zapfenreibung, daher sehr betriebssicher und sehr leicht schwenkbar; freier Platz für das Triebwerk; gleichmäfsige Druckverteilung auf die Drehscheibe, daher für schwere Lasten besonders gut geeignet. Nachteil: Aufser dem Laufkranz auf der Drehscheibe ist noch ein zweiter am drehbaren Teil notwendig.

Hubwerk. Da der Führer bei Drehkranen fast immer neben dem Triebwerk steht, so genügt bei leichten Lasten bis zu 5 t die einfache Sperradbremse sowohl als Stoppbremse wie als Senkbremse. An ihre Stelle kann auch eine Magnetbremse mit Handlüftung treten.

Uebersetzung vom langsam laufenden Motor auf die Seiltrommel meist durch zwei Paar Stirnräder. Motor und Triebwerk stets auf gemeinsamer Grundplatte.

Bei Lasten über 50 t werden für das Hubwerk meist zwei Motoren in Reihenparallelschaltung eingebaut. Magnetstoppbremse und Kurzschlufssenkbremse bilden die übliche Ausführung; zuweilen wird als Senkbremse eine Lastdruckbremse gewählt.

Ausleger. Zur Vermeidung des überhängenden Gewichts möglichst leicht zu halten, möglichst freies Profil für sperrige Lasten erwünscht. Aus letzterem Grunde früher gebogene Blechträger, jetzt meist Ausleger aus zweckmäfsig gestaltetem leichten Fachwerk.

Schwenkwerk. Ein Hauptstrommotor wird mit einer zweigängigen Schnecke gekuppelt, die in ein auf lotrechter Welle sitzendes Schneckenrad greift. Am unteren Ende der lotrechten Welle sitzt ein Ritzel, das in einen Zahnkranz eingreift. Magnetstoppbremse auf der Schnecken-

welle. Wenn der Ausleger irgendwo anschlagen kann, empfiehlt sich Einbau einer Rutschkupplung zwischen Motor und Schnecke.

Gegengewicht. Bei den Kranen mit zwangläufiger Lagerung des Auslegers — mit Endzapfen, mit drehbarer und mit feststehender Säule — ist ein Gegengewicht nicht unbedingt erforderlich; es ist aber zweckmäfsig, weil es das Kranmoment auf die Hälfte verringert, wenn es so angebracht wird, dafs das Kranmoment bei voller Last ebenso grofs ausfällt wie bei leerem Haken (Abb. 192)

$$N a_n + (E_1 a_1 + \ldots - G a_g) = -(E_1 a_1 + \ldots - G a_g).$$

Diese Bedingung liefert einen Wert für das Produkt $G a_g$; die Verteilung auf die beiden Faktoren kann beliebig getroffen werden.

Bei den Kranen mit kraftschlüssiger Lagerung des Auslegers — mit Drehscheibe irgendwelcher Art — ist ein Gegengewicht unerläfslich,

Abb. 192.

Abb. 193.

weil die Mittelkraft V sowohl bei vollbelastetem wie bei leerem Haken innerhalb der Stützkante liegen mufs. Für die Gröfse und Lage des Gegengewichts ergeben sich daher die beiden Bedingungen (Abb. 193)

$$\frac{N a_n + E_1 a_1 + \ldots - G a_g}{N + E_1 + \ldots + G} < a_r', \qquad -\frac{(E_1 a_1 + \ldots - G a_g)}{E_1 + \ldots + G} < a_r'',$$

wobei a_r' und a_r'' die Abstände der vordersten bzw. hintersten Rollen vom Mittelzapfen sind.

Aus der ersten Bedingung ergibt sich ein Mindestwert für das Produkt $G(a_g + a_r')$ und aus der zweiten ein Höchstwert für das Produkt $G(a_g - a_r'')$. Innerhalb dieser Grenzen können die Werte G und a_g frei gewählt werden.

Der Mindestwert von G ergibt sich, wenn die Mittelkraft sowohl bei vollbelastetem wie bei leerem Kran gerade in die Stützkante fällt,

wenn also
$$\frac{N a_n + (E_1 a_1 + \ldots - G a_g)}{N + E_1 + \ldots + G} = a_r'$$

und
$$-\frac{(E_1 a_1 + \ldots - G a_g)}{E_1 + \ldots + G} = a_r''.$$

Diese beiden Grenzbedingungen liefern den Wert

$$G_{\min} = N \cdot \frac{a_n - a_r'}{a_r' + a_r''} - (E_1 + \ldots + E_n),$$

wobei $(E_1 + \ldots + E_n)$ das Eigengewicht des drehbaren Teils abzüglich Nutzlast und Gegengewicht darstellt.

Gründung (Abb. 194). Aus der Mittelkraft V des drehbaren Teils und ihrem Hebelarm a_v, aus dem Eigengewicht E des feststehenden Kranteils und aus dem Gewicht F des Fundaments ergibt sich der Gesamtdruck S zu

$$S = V + E + F$$

und sein Hebelarm a_s aus

$$S a_s = V a_v.$$

Durch die exzentrisch wirkende Kraft S werden an der Grundfläche des Fundaments Erdpressungen hervorgerufen, die zwischen den Grenzen p_{min} und p_{max} liegen (Abb. 195). S mufs sowohl der Gröfse als der Lage nach die Mittelkraft dieser Erdpressungen sein:

Abb. 194.

Abb. 195.

Abb. 196.

1. $$S = \frac{p_{max} + p_{min}}{2} a b$$

2. $$c = \frac{a}{3} \cdot \frac{p_{max} + 2 p_{min}}{p_{max} + p_{min}}$$ (= Schwerpunktentfernung im Trapez, wobei $c = \frac{a}{2} - a_s$).

Daraus: $$p_{max} = \frac{2S}{ab}\left(2 - \frac{3c}{a}\right).$$

Liegt die Kraft S so weit exzentrisch, dafs $c < \frac{a}{3}$ wird, dann verteilen sich die Erdpressungen nur über einen Teil der Grundfläche (Abb. 196). Es wird dann: $S = \frac{p_{max}}{2} \cdot 3\,cb$, woraus $p_{max} = \frac{2S}{3\,bc}$.

b. Veränderung der Ausladung.

Anwendungsgebiet. Für Krane zu Montierungszwecken ist genaue Einstellung der Last erforderlich; diese mufs daher in radialer Richtung bewegt werden können.

Ausleger mit Laufkatze (Abb. 197). Ausbildung des Auslegers als Laufbahn für eine Laufkatze, über deren Seilrollen das Hubseil geführt wird. Bei dieser Anordnung ergibt sich der Reibungsfahrwiderstand zu

$$W_r = \frac{Nm}{R} + \frac{N\mu r}{R} + 2\,\frac{N}{2}\sqrt{2}\,\frac{\varrho_1}{R_1} + N\mu\,\frac{\varrho_2}{R_2}.$$

wobei N die Last, R der Laufrollenhalbmesser, r ihr Zapfenhalbmesser, R_1 der Seilrollenhalbmesser der Laufkatze, R_2 der Halbmesser der Losrolle, ϱ_1 und ϱ_2 die betreffenden Zapfenhalbmesser, μ die Zapfenreibungszahl und m der Hebelarm der rollenden Reibung ist. Zu dem ermittelten Wert ist noch ein Zuschlag für die Seilsteifigkeit zu machen, der bei biegsamen Drahtseilen und ausreichend grofsen Seilrollen zu insgesamt 5% der Nutzlast geschätzt werden kann. Bewegung der Laufkatze durch einen Seilzug von einem auf den Ausleger aufgestellten Motor.

Abb. 197.

Vorteile der Anordnung: genau wagerechte Lastbewegung, geringes Eigengewicht und geringe Baulänge der Laufkatze. Nachteile: biegungssteifer und daher schwerer Ausleger erforderlich, grofser Fahrwiderstand.

Ausleger mit Laufwinde (Abb. 190). Der Fahrwiderstand vermindert sich hierauf den Wert

$$W_r = \frac{Nm}{R} + \frac{N\mu r}{R} + \frac{Em}{R} + \frac{E\mu r}{R},$$

wobei E das Eigengewicht der Laufwinde ist. Alle Seilreibung fällt hier fort.

Vorteile: genau wagerechte Lastbewegung, geringer Fahrwiderstand. Nachteile: grofses Eigengewicht und grofse Baulänge der Laufwinde, schwerer Ausleger. Die Anordnung ist dort zu empfehlen, wo das Eigengewicht der Laufwinde nicht grofs im Verhältnis zur Nutzlast ausfällt, wie es bei geringer Hubgeschwindigkeit der Fall ist.

Wippausleger mit Rollenzug (Abb. 198). Bei der Radialbewegung der Last findet gleichzeitig eine Hub- bezw. Senkbewegung statt. Der Wippseilzug Z ist am gröfsten bei äufserster Laststellung; bei zweisträngigem Rollenzug wird hierbei

$$(Z = (iSa + Eb - SR)\frac{1}{r},$$

wobei iS die Last, E das Eigengewicht des Auslegers und S der Zug des Hubseils ist.

Zuweilen wird die Seiltrommel des Rollenzuges konoidisch in der Weise gestaltet, dafs der Halbmesser in gleichem Mafs zunimmt, wie der Widerstand S abnimmt, so dafs das Trommeldrehmoment unveränderlich wird.

Vorteile: Der Ausleger braucht nur knicksteif, nicht biegungssteif zu sein, wird daher leicht. Nachteile: Die Bewegung ist keine rein wagerechte, was für Montierungszwecke hinderlich ist; der Widerstand ist sehr grofs, das Triebwerk wird daher schwer, die Anordnung ist infolge des Seilverschleifses der Abnutzung ausgesetzt und daher nicht unbedingt betriebsicher. In England übliche Ausführung (Derrick-Krane).

Abb. 198.

Abb. 199.

Wippausleger mit Schraubenspindel (Abb. 199). Auch hier ist der Widerstand S am gröfsten bei äufserster Laststellung. Der Spindelzug Z wird bei Anwendung von zwei Spindeln

$$(Z = iSa + Eb - SR)\frac{1}{2r},$$

wobei iS die Last, E das Eigengewicht des Auslegers und S der Zug des Hubseils ist.

Bei leichteren Kranen wird nur eine Spindel ausgeführt, wobei der Ausleger einen dreieckigen Querschnitt erhält; bei schweren Kranen führt man zwei Spindeln aus mit einem Ausleger von rechteckigem Querschnitt. Antrieb der Spindeln in allen Fällen durch Kegelräder, die konzentrisch mit dem Spindelgelenk gelagert sind.

Vorteil: leichter Ausleger. Nachteil: Die Bewegung ist keine wagerechte, der Widerstand sehr grofs. In Deutschland übliche Ausführung.

Lange Spindeln werden durch das Eigengewicht sehr auf Biegung beansprucht; daher in diesem Fall senkrechte, an beiden Enden fest gelagerte Spindel mit Zugstange zwischen Spindelmutter und Ausleger; wagerechte Komponente des Stangenzuges aufgenommen durch Laufrollen an der Mutter und Laufbahn am Auslegergerüst [Abb. 200 (Patent der Duisburger M.-G.)].

Neuerdings wird das Hubseil über einen Rollenzug geführt, der in der Richtung der Spindel liegt, so dafs beim Einziehen des Auslegers das Hubseil verlängert wird [Abb. 201 (Patent Stuckenholz)]. Die Bewegung wird angenähert wagerecht, der Widerstand wird bedeutend kleiner. Die Strangzahl i_1 des Spindelrollenzuges mufs so gewählt werden, dafs der mittlere Zug in der Spindel Null wird. Bezeichnet man die Strangzahl des Lastrollenzuges mit i_2, die Ausladung mit a,

den Seilzug mit S und die Hebelarme der Seilzüge mit ϱ, r und R, so mufs $i_2 . S . a - S . \varrho = S . R - i_1 . S r = 0$ sein.

Abb. 201.

Abb. 200.

Abb. 203.

Abb. 202.

Daraus

$$i_1 = \frac{i_2 a - \varrho - R}{r}.$$

Da a, ϱ, r und R mit der Ausladung sich ändern, so ist vollkommene Ausgleichung nur für eine Mittelstellung möglich. Das Auslegereigengewicht könnte durch ein Gegengewicht ausgeglichen werden.

Der gleiche Zweck wird dadurch erreicht, dafs der eine Lastseilstrang von der Losrolle über die Auslegerrolle zur hochgelegenen

Seiltrommel geführt wird, während der andere von der Losrolle über eine zweite Auslegerrolle zu einer am Ausleger befestigten gekrümmten Bahn geführt wird, auf der er aufliegt und festgemacht ist (Abb. 202). Die Bahn mufs so gekrümmt sein, dafs die Summe der auf den Ausleger wirkenden Lastseilmomente Null wird:

$$La - \frac{1}{2} LR - \frac{1}{2} Lr = 0, \qquad r = 2a - R.$$

Das Eigengewicht des Auslegers kann durch ein Gegengewicht ausgeglichen werden.

Annäherung durch ein aus Spannseilen gebildetes Vieleck (Abb. 203, Patent Voss).

c. Fahrbare Drehkrane.

Anwendungsgebiet. Bei Kaikranen dient die Fahrbarkeit lediglich zur Einstellung; die Fahrgeschwindigkeit kann in diesem Fall gering sein. Die Fahrbarkeit mit gröfserer Geschwindigkeit — bis zu 2 m/sk — ist erforderlich bei Stahlwerkskranen. Bei Eisenbahnkranen bezweckt die Fahrbarkeit gelegentlichen Transport; in diesem Fall ist eine Eigenbewegung nicht erforderlich, dagegen ist der Kranwagen mit den Normalien — Puffern, Zughaken, Achsbüchsen, Federn — der Eisenbahnen auszustatten.

Abb. 204.

Standfestigkeit. Schienenzangen können nur als Sicherung betrachtet werden, dürfen also im normalen Betrieb nicht beansprucht werden, weil das Gleis darunter leiden würde. Zur Erzielung ausreichender Standfestigkeit ist zu fordern, dafs der Kran erst bei einer die volle Last übersteigenden **Kipplast** K zu kippen beginnt (Abb. 204). Die Kipplast beträgt meist das 1,5fache bei Kranen von mehr als 3 t Tragkraft und das 2,0fache bei Kranen von geringerer Tragkraft.

Das Mittel zur Erzielung der Standfestigkeit ist ein Gegengewicht von geeigneter Gröfse und Lage. Die Bedingung

$$\frac{K a_n + E_1 a_1 + \ldots - G a_g \pm W o}{K + E_1 + \ldots + G + W} \leq \frac{s}{2}$$

liefert einen Mindestwert für das Produkt $G\left(a_g + \frac{s}{2}\right)$. Der leere Kran mufs ebenfalls mit einer gewissen Sicherheit standfest sein, d. h. er darf erst bei einer gewissen Kippkraft U, die von unten gegen den Auslegerkopf wirken würde, umkippen. Diese Kippkraft kann etwa zu $0{,}5\,N$ angenommen werden. Diese Bedingung

$$-\frac{(-U a_n + E_1 . a_1 + \ldots - G a_g \pm W o)}{U + E_1 + \ldots + G + W} \leq \frac{s}{2}$$

ergibt einen Höchstwert für das Produkt $G\left(a_g - \frac{s}{2}\right)$. Innerhalb dieser Grenzen können die Werte G und a_g frei gewählt werden.

Ist der Kran ein Säulenkran, so ist es nach früherem zweckmäfsig, wenn der vollbelastete Kran die Säule ebenso hoch beansprucht wie der leere Kran. Die Bedingung

$$N a_n + E_1 a_1 + \ldots - G a_g = -(E_1 a_1 + \ldots - G a_g)$$

liefert also in diesem Fall noch den zweckmäfsigsten Wert für das Produkt $G a_g$.

Ist der Kran ein Drehscheibenkran, so sind die früher erwähnten Ueberlegungen hinsichtlich des Gegengewichts zu berücksichtigen.

Fahrwerk. Bezeichnet wie früher V die Mittelkraft des drehbaren Teils, a_v ihren Hebelarm und W das Wagengewicht (Abb. 205), so wird der Hebelarm t der Gesamtmittelkraft $V + W$:

$$t = \frac{V a_v \pm W o}{V + W}.$$

Abb. 205.

Spurweite bei leichten Kranen = der Normalspur 1,493 m; bei Kaikranen meist 2,5 m; bei schweren Kranen bis zu 3 m. Bei schlechten Gleisen oder gröfserer Fahrgeschwindigkeit sind die Achsen federnd zu lagern, andernfalls genügt starre Lagerung. Laufräder aus Stahlgufs. Zahl der Laufräder = 4, solange der Raddruck nicht gröfser als 20 t wird; darüber hinaus 8 Laufräder mit Balancierlagerung. Bemessung der Laufräder wie bei Laufkranen. Der Reibungsfahrwiderstand ermittelt sich wie bei Laufkranen zu

$$W_r = \frac{(V + W)\, m}{R} + \frac{(V + W)\, \mu r}{R}.$$

Antrieb der Achse zweckmäfsig durch einen nach Art der Strafsenbahnmotoren pendelnd aufgehängten Motor mit doppelter Stirnradübersetzung.

Kranwagen. Meist ein aus Walzeisen genieteter Kasten; Gufsstücke nicht mehr gebräuchlich, weil schwerfällig, teuer und bruchgefährlich. Auslegerlagerung mittels drehbarer Säule und feststehenden Triebwerks gibt freies Lastprofil und gestattet schmale Durchfahrt, erfordert aber grofses Eigengewicht, weil das Gewicht des Triebwerks nicht für die Gewichtsausgleichung nutzbar gemacht werden kann. Auslegerlagerung mittels feststehender Säule oder Drehscheibe und mit Triebwerk auf dem Ausleger beschränkt das Lastprofil und erfordert breiten Durchfahrtquerschnitt, kommt aber mit geringerem Gegengewicht aus.

Fahrbare Turmkrane. Kommen in Anwendung bei der Errichtung von Hochbauten und auf Hellingen. Gleise 4 bis 5 m Spur. Wagen als Turm gestaltet. Ausleger entweder mit drehbarer Säule (Abb. 206) oder mit feststehender Säule (Abb. 207).

Portalkrane. Zur Ausnutzung des kostbaren Raumes auf Kaianlagen wird der Kranwagen so gestaltet, dafs er portalartig das Normalprofil

umfafst (Abb. 208). Häufig überspannt das Portal zwei Gleise. Das Portal besteht meist aus zwei Blechträgern; neuerdings werden Gitterträger wegen ihres geringeren Gewichts und der geringeren Kosten wegen bevorzugt.

Tragkraft meist 2 bis 4 t, Ausladung 10 bis 15 m, Hubgeschwindigkeit 0,6 bis 1,2 m/sk, Schwenkgeschwindigkeit 1,5 bis 3 m/sk, Fahrgeschwindigkeit 0,2 bis 0,4 m/sk.

Bei Seehafenkranen genügt Handbetrieb für das Fahrwerk, weil hier nur gelegentliche Einstellung auf die Luke des Schiffes erforderlich ist. Bei Binnenhafenkranen ist elektrischer Antrieb des Fahrwerks notwendig, um gleichmäfsige Entladung der schwachen Binnenschiffe bewirken zu können. Antrieb des Fahrwerks durch einen Hauptstrommotor, der eine durchgehende wagerechte Welle in ihrer Mitte antreibt; von dieser Welle Uebertragung durch Kegelräder und zwei lotrechte Wellen auf die Laufräder. Gelenkketten sind dem Rosten ausgesetzt, daher weniger ratsam. In das Laufwerk ist eine Klauenkupplung einzuschalten, um bei Schiefstellung Berichtigung vornehmen zu können. Sicherung gegen Fortrollen durch Winddruck mittels Magnetbremsen und bei Aufserbetriebsetzung durch Schienenklemmen.

Abb. 206.

Abb. 207.

Abb. 208.

Abb. 209.

Winkelportalkrane. Eine noch bessere Raumausnutzung gestatten winkelförmige Kranwagen, die mit ihren landseitigen Laufrädern auf einer Schiene laufen, die an der Kaischuppenwand gelagert ist (Abb. 209). Ueberspannung von zwei bis drei Gleisen. Ausbildung der Einzelheiten wie vorher.

Hängende Drehkrane. Werden an die Laufwinden von Laufkranen angebaut, um das Arbeitsfeld der Laufkrane zu vergröfsern. Die Laufwinde trägt eine Rollendrehscheibe oder eine drehbare Säule (Abb. 210 S. 480). Der Mittelzapfen wird durch Führungsrollen ersetzt. Neuerdings bis zu 30 t Tragkraft ausgeführt. Ausladung meist nicht über 5 m hinausgehend.

Zweiradkrane. Für den Transport in schmalen Gängen zwischen den Werkzeugmaschinen. Tragschiene unten, Stützschiene oben (Abb. 211). Der Kranwagen bildet einen Blechbalken mit eingesetzter Stahlsäule. Ausleger früher als Blechträger, jetzt meist aus Fachwerk, weil leichter und billiger.

Ermittlung der Mittelkraft V aus allen auf den drehbaren Teil wirkenden lotrechten Kräften wie sonst, ebenso des Hebelarms a_v.

Abb. 210.

Abb. 211.

Abb. 212.

Steht der Ausleger in Richtung der Fahrbahn, so ergeben sich die Lagerdrücke

$$H_{0l} = H_{ul} = \frac{V a_v}{h}.$$

Wenn der Ausleger quer zur Fahrbahn steht (Abb. 212), so werden die Schienendrücke

$$H_s = H_t = \frac{V a_v}{h_t + h + h_s}.$$

Die Lagerdrücke erhalten die Werte (Abb. 213)

$$H_{0q} = \frac{H_t h_t}{h}, \sim H_{uq} = H_{0q} + H_t.$$

Abb. 213.

J. Schwimmkrane.

Anwendungsgebiet. In Hafenanlagen und Werften zum Einsetzen von Schwerlasten von 50 bis 200 t (Kessel, Geschütze, Maschinen) in Schiffe. Neuerdings meist mit Schiffsschrauben ausgerüstet, um mit eigener Kraft fahren zu können; Fahrgeschwindigkeit 1,5 bis 2,5 m/sk. Krantriebwerk fast immer mit Dampfantrieb, neuerdings mit elektrischer Uebertragung zwischen Dampfmaschine und Krantriebwerk. Für den Transport von Schwerlasten ist ausreichender Raum auf dem Schwimmkasten freizu halten.

Schwimmkasten. Berechnung 4. Abschn. Schiffbau.

Fester Ausleger. Nur selten ausgeführt, weil wagerechte Lastbewegung nur durch Verholen des Schwimmkastens möglich und infolgedessen umständlich.

Wippausleger mit Spindel. Früher wurde der Ausleger mit getrennten Zug- und Druckstreben ausgeführt, wobei die Stellspindel in der hohlen Zugstrebe gelagert war; diese Anordnung erfordert eine Druckstrebe, die auf ganze Länge knicksteif sein mufs und daher sehr schwer ausfällt. Die neuere Ausführung mit Fachwerkausleger (Abb. 214)

und frei liegender Spindel fällt wesentlich leichter aus. Einzelausführung des Triebwerks wie bei Drehkranen mit Wippausleger.

Ausleger mit Laufkatze (Abb. 215). Gewährt den Vorteil wagerechter Lastbewegung und geringen Verschiebungswiderstandes. Hubwerk feststehend, Hubseil über die Seilrollen der Laufkatze geführt.

Abb. 215.

Abb. 214.

Gegengewicht. Zur Verhütung allzu tiefen Eintauchens der Vorderkante des Schwimmkastens bei ausgefahrener Last ist entweder ein fahrbares Gegengewicht mit Motorantrieb einzubauen, oder es ist ein Tank im hinteren Teil des Schwimmkastens durch eine Schleuderpumpe mit Wasser entsprechend zu füllen.

Drehkran auf dem Schwimmkasten. Wird nur für mittelgrofse Lasten ausgeführt, weil für schwere Lasten der Schwimmkasten unbequem breit ausgeführt werden müfste.

K. Hebemaschinen mit unbegrenztem Arbeitsfeld.

Anwendungsgebiet. Alle Krane (aufser den Schwimmkranen) beherrschen nur ein begrenztes Arbeitsfeld; zum Transport von einem Arbeitsfeld in ein zweites sind besondere Hülfsmittel — z. B. Schmalspurgleise in Fabriken — erforderlich. Ein unbegrenztes Arbeitsfeld läfst sich durch eine Vereinigung von Hängebahnen, Laufwinden und Laufkranen in solcher Art erzielen, dafs die Laufwinden von den Hängebahnen auf die Laufkrane übergehen können (Abb. 216). Nur möglich bei elektrischer Energiezufuhr vermittels Kontaktleitungen. Auch verwendbar für vorübergehend aufgestellte Hängebahnen (Abb. 217) und für fahrbare Hängebahnen (Abb. 218).

Untergurtlaufwinden. Als Laufbahn dient ein I-Träger, dessen Obergurt unmittelbar an den Deckenträgern befestigt wird, während auf dem Untergurt die Laufwinde mit drei oder vier Laufrädern aufruht (Abb. 219). Letztere ballig mit wagerechter Achse oder besser zylindrisch mit schräger Achse; im letzteren Fall wird der Antrieb etwas umständlicher. Antrieb meist einseitig, um das Durchfahren der Kurven zu erleichtern; Radstand in diesem Fall nicht zu klein, um

Ecken auf gerader Strecke zu vermeiden. Bei kleinen Kurven zwei Drehschemel mit je drei oder vier Laufrollen. Tragkraft 1 bis 5 t. Last an zwei Seilen aufgehängt, um Pendeln zu vermeiden; zwei Seil-

Abb. 216.

Abb. 217.

Abb. 218.

Abb. 219.

trommeln für die beiden Seile, um gerades Aufsteigen der Last zu erzielen. Vorteile: geringe Bauhöhe, einfache Aufhängung der Fahrbahn, daher gut geeignet für Werkstätten; kein Pendeln, daher Stromabnahme einfach. Nachteil: Der Uebergang auf eine abzweigende Bahn kann

nur mittels Schleppweiche, nicht mittels Kletterweiche erfolgen, daher für Lagerplätze nicht verwendbar.

Untergurtlaufwinden der Deutschen Maschinenfabrik A. G. in Duisburg (Abb. 222).

Tragkraft t	Hubgeschw. m/skg	Fahrgeschw. m/sk	Laufrad d	Radstand e	Höchster Hakenstand f	Trägerhöhe h	Breite l_1	l_2
1	0,05—0,21	0,75—2,5	200	300	1300	320	600	600
2,5	0,04—0,20	0,75—2,5	240	350	1300	360	600	700
5	0,03—0,13	0,75—2,2	240	350	1400	360	600	800
7,5	0,03—0,10	0,75—2,0	300	550	1500	425	700	950
10	0,02—0,08	0,75—1,7	300	550	1600	425	700	1000

Obergurtlaufwinden. Als Laufbahn dient ein Hängebahnträger der mittels einseitig angreifender Arme aufgehängt ist (Abb. 220) Die Laufschemel trägt mittels eines einseitigen Armes das Triebwerk

Abb. 220.

Abb. 221.

Abb. 222.

Bei gröfseren Ausführungen zwei Drehschemel mit je zwei Laufrollen. Tragkraft 0,5 bis 2 t. Hubwerk ebenso wie bei den Untergurtwinden. Vorteile: geringer Fahrwiderstand, daher grofse Fahrgeschwindigkeit zulässig. In den Kurven ist durch Herabsetzen der Spannung die Fahrgeschwindigkeit zu ermäfsigen, um übermäfsiges Auspendeln zu verhüten. Bei kleiner Geschwindigkeit Kurven bis zu 2 m Halbmesser zulässig. Kletterweichen anwendbar, daher für Lagerplätze mit fahrbarer Brücke verwendbar (Abb. 221). Nachteile: grofse Bauhöhe, daher für Innenräume nicht geeignet. Stromabnehmer müssen so gebaut sein, dafs sie Pendeln zulassen.

Steuerung. Zugschnursteuerung erfordert mitgehenden Führer, erlaubt daher nur kleine Fahrgeschwindigkeit und ist nur dort zulässig, wo der Raum unter der Bahn vollständig begehbar ist.

Steuerung von angehängtem Führerstand aus lohnt sich nur bei sehr lebhaftem Betrieb und da, wo sich nur eine Laufwinde auf der Bahn befindet.

Fernsteuerung mittels mehrfacher Kontaktleitungen wird verhältnismäfsig einfach dort, wo nur eine Laufwinde arbeitet. Sieben Kontaktleitungen bei zwei Gleichstrommotoren, fünf Kontaktleitungen bei einem Gleichstrommotor mit Magnetkupplungen. Sollen mehrere Laufwinden auf der Bahn arbeiten, so sind selbsttätige Umschalter an der Laufwinde erforderlich, an den Ladestellen sieben bzw. fünf Kontaktleitungen, an den übrigen Strecken der Bahn nur zwei Kontaktleitungen.

Weichen. Als Schiebebühnen ausgeführte Schleppweichen bei I-Bahnen. Kletterweichen bei Obergurtlaufwinden.

Drehscheiben. Kommen nur bei I-Bahnen zur Anwendung.

L. Stahlwerkskrane.

Betriebsbedingungen. Die früheren feststehenden hydraulischen und auf Breitspur fahrenden Dampfkrane sind durch elektrisch betriebene Laufkrane verdrängt worden, weil diese keinen Raum auf der Hüttensohle in Anspruch nehmen und weil sie ein gröfseres Arbeitsfeld bestreichen. Die Handlangerarbeit ist durch Zangen ersetzt, die vom Führerstand aus gesteuert werden. Genaues und rasches Arbeiten ist mit solchen Zangen nur dann möglich, wenn die Last nicht frei pendelnd, sondern in starren Führungen aufgehängt wird. Wegen des Staubes sollen empfindliche Teile, wie Schraubenspindeln und Reibkupplungen, nicht verwendet werden. Der angestrengte Betrieb fordert reichliche Bemessung aller Teile. Zur Verhütung von Brüchen bei Zusammenstöfsen der Last mit den Ofenwänden usw. werden Rutschkupplungen zwischen Elektromotor und Vorgelege eingebaut. Auch federnde Aufhängung der Schwengel und Ketten wird vielfach angewendet. An den Endstellungen werden Endausschalter, Federpuffer oder Oelpuffer angebracht. Teile, die mit den glühenden Blöcken in Berührung kommen, müssen leicht auswechselbar sein; die in der Nähe befindlichen Teile, namentlich die Drahtseile, sind durch Umkleidung vor der strahlenden Wärme zu schützen; der Führerstand mufs eine Schutzwand aus Glimmerplatten erhalten.

Abb. 223.

Giefskrane für Thomaswerke und für Martinwerke. An der Laufwinde wird ein aus Fachwerk hergestelltes Führergerüst angenietet (Abb. 223), in dem ein Gleitstück lotrecht verschiebbar ist, das einerseits an Drahtseilen aufgehängt ist und anderseits zwei Haken für die Zapfen der Giefspfanne trägt. Die Drahtseile können hier durch Gallsche Ketten ersetzt werden, da eine Biegungsbeanspruchung durch das Führungsgerüst verhütet

wird; indessen sind Ketten an Federn elastisch aufzuhängen. Kippen der Pfanne durch Hülfshubwerke. Zur Beobachtung des ausfließsenden Strahles wird derFührerstand zweckmäßsig fahrbar an den Kranträgern aufgehängt (nach Stuckenholz) und mit einem kleinen Elektromotor für den Antrieb hierzu ausgerüstet. Abmessungen Zahlentafel S. 486.

Mulden der Deutschen Maschinenfabrik A. G. in Duisburg.

Inhalt cbm	a	b	c	d	Gewicht kg
0,32	1500	400	480	580	375
0,5	1800	500	500	600	470
0,56	1865	500	500	700	650

1 cbm Schrott lose wiegt etwa 300 kg,
1 „ „ paketiert wiegt 1300 bis 1600 kg.

Abb. 224.

Muldenkrane für Martinwerke. An die Laufwinde wird ein Fachwerkgerüst angehängt (Abb. 225), das eine lotrecht verschiebbare und drehbare Säule trägt, die aus Stahl geschmiedet oder aus Walzeisen genietet werden kann. Am unteren Ende der Säule ist ein wagerechter Schwengel befestigt, und zwar zweckmäßsig um einen wagerechten Bolzen etwas drehbar und durch Federn gestützt, so daſs er beim Anstoſsen an den Ofenboden nachgeben kann. Der Schwengel faſst mittels eines Kopfes die Mulde, die durch einen vom Führerstand aus betätigten Riegel festgestellt wird. Der Schwengel ist um seine Längsachse drehbar, damit man die Mulde entleeren kann. Insgesamt fünf Bewegungen: Längsfahrt, Querfahrt, Heben, Schwenken um lotrechte Achse und Entleeren. Abmessungen Zahlentafel S. 487.

Abb. 225. Abb. 226. Abb. 227.

Blockkrane für Einsetzöfen. Anordnung wie bei Muldenkranen, mit dem Unterschied, daſs der Schwengel nicht eine Mulde, sondern eine Zange trägt (Abb. 226), die den Block von oben faſst und durch einen Elektromotor betätigt wird. Insgesamt fünf Bewegungen: Längs-

(Fortsetzung auf S. 490.)

Elektrisch betriebene Gießkrane mit starrer Führung.*)

Tragfähigkeit	Spannweite	Geschwindigkeiten					Hubhöhe	Größter Raddruck des Kranes	Radstand des Kranes	Anzahl der Kranlaufräder
		Hauptwinde			Hülfswinde					
		Heben	Katzfahr.	Kranfahr.	Heben	Katzfahr.				
	m	rd. m/min	rd. m/min	rd. m/min	rd. m/min	rd. m/min	rd. m	rd. kg	rd. m	
Hauptwinde 50 t Hülfswinde 10 t	12	2,2	35	70	6,5	42	7	44 200	4100	4
	16	2,2	35	65	6,5	42	7	47 300	4100	4
	20	2,2	35	60	6,5	42	7	50 200	4100	4
	25	2,2	35	55	6,5	42	7	52 900	4100	4
Hauptwinde 60 t Hülfswinde 10 t	12	2,0	30	70	6,5	42	7,5	51 100	4500	4
	16	2,0	30	65	6,5	42	7,5	54 800	4500	4
	20	2,0	30	60	6,5	42	7,5	57 700	4500	4
	25	2,0	30	55	6,5	42	7,5	60 800	4500	4
Hauptwinde 70 t Hülfswinde 15 t	12	2,0	30	65	5,6	38	7,5	39 200	2 × 2400	6
	16	2,0	30	60	5,6	38	7,5	43 100	2 × 2400	6
	20	2,0	30	55	5,6	38	7,5	45 500	2 × 2400	6
	25	2,0	30	50	5,6	38	7,5	48 300	2 × 2400	6
Hauptwinde 80 t Hülfswinde 15 t	12	2,0	25	55	5,6	38	8	45 700	2 × 2500	6
	16	2,0	25	50	5,6	38	8	48 700	2 × 2500	6
	20	2,0	25	45	5,6	38	8	51 300	2 × 2500	6
	25	2,0	25	40	5,6	38	8	54 500	2 × 2500	6
Hauptwinde 100 t Hülfswinde 20 t	12	1,8	20	55	4,2	33	10	55 100	2 × 2600	6
	16	1,8	20	50	4,2	33	10	58 000	2 × 2600	6
	20	1,8	20	45	4,2	33	10	61 200	2 × 2600	6
	25	1,8	20	40	4,2	33	10	64 600	2 × 2600	6

*) Diese und die auf S. 487 bis 489 folgenden Zahlentafeln beziehen sich auf Ausführungen der Firma Deutsche Maschinenfabrik A. G. in Duisburg, Werk Stuckenholz.

Elektrisch betriebene Muldenkrane.

Tragkraft kg	Spannweite m	Geschwindigkeiten Heben m/min	Katzfahr. m/min	Kranfahr. m/min	Drehen mal/min	Muldenkippen mal/min	Hubhöhe m	Größter Raddruck des Kranes kg	Radstand m	Ausladung bis Vorderkante Mulde m
1) 1500	8	6,5	40	105	3,5	12	0,9	11 000	3,9	4,75
	12	6,5	40	95	3,5	12	0,9	12 000	3,9	4,75
	16	6,5	40	95	3,5	12	0,9	13 200	4,1	4,75
	20	6,5	40	85	3,5	12	0,9	14 300	4,1	4,75
	25	6,5	40	70	3,5	12	0,9	15 500	4,1	4,75
2) 2500	8	5,5	35	90	3	10	1	13 600	3,9	5
	12	5,5	35	80	3	10	1	14 700	3,9	5
	16	5,5	35	80	3	10	1	16 100	4,1	5
	20	5,5	35	70	3	10	1	17 200	4,1	5
	25	5,5	35	60	3	10	1	18 500	4,2	5

Elektrisch betriebene Blockkrane für Einsetzöfen.

Tragkraft kg	Spannweite m	Geschwindigkeiten Heben m/min	Katzfahr. m/min	Krahnfahr. m/min	Drehen mal/min	Hubhöhe m	Größter Raddruck des Kranes kg	Radstand m	Ausladung bis Mitte Block m
1) 1000	8	6,5	40	115	3,5	1	9 900	3,9	3,5
	12	6,5	40	100	3,5	1	11 000	3,9	3,5
	16	6,5	40	100	3,5	1	12 100	4,1	3,5
	20	6,5	40	90	3,5	1	13 200	4,1	3,5
	25	6,5	40	80	3,5	1	14 400	4,1	3,5
2) 2000	8	5,5	35	95	3	1,2	11 500	3,9	4
	12	5,5	35	85	3	1,2	12 700	3,9	4
	16	5,5	35	85	3	1,2	14 000	4,1	4
	20	5,5	35	75	3	1,2	15 100	4,1	4
	25	5,5	35	65	3	1,2	16 300	4,2	4

Bemerkung: Die eingetragenen Raddrücke gelten für die Schwengelstellung senkrecht zur Kranbahn. Steht der Schwengel in der äußersten Katzenstellung unter einem Laufrade, so erhöht sich dieser Raddruck bei 1) um rd. 16 %, bei 2) um rd. 17 %, während das entgegengesetzte Rad um diesen Betrag entlastet wird.

Elektrisch betriebene Blockkrane für Tieföfen.

Tragfähigkeit kg	Spannweite m	Geschwindigkeiten Heben m/min	Katzfahr. m/min	Kranfahr. m/min	Drehen mal/min	Hubhöhe m	Gröfster Raddruck des Kranes kg	Radstand des Kranes m	Anzahl der Kranlaufräder
3000	8	30	60	155	5	4	10 100	3,2	4
	12	30	60	150	5	4	11 700	3,2	4
	16	30	60	145	5	4	12 800	3,3	4
	20	30	60	140	5	4	13 600	3,3	4
	25	30	60	135	5	4	14 100	3,4	4
5000	8	22	55	140	5	4	11 300	3,2	4
	12	22	55	132	5	4	12 800	3,2	4
	16	22	55	128	5	4	13 900	3,3	4
	20	22	55	125	5	4	14 800	3,3	4
	25	22	55	120	5	4	15 700	3,4	4
7500	8	22	45	135	4	4,5	13 200	3,3	4
	12	22	45	125	4	4,5	14 600	3,3	4
	16	22	45	120	4	4,5	15 800	3,4	4
	20	22	45	105	4	4,5	17 100	3,4	4
	25	22	45	100	4	4,5	18 300	3,6	4
10 000	8	18	40	130	4	5	14 800	3,4	4
	12	18	40	120	4	5	16 600	3,4	4
	16	18	40	115	4	5	17 900	3,6	4
	20	18	40	110	4	5	18 900	3,6	4
	25	18	40	100	4	5	20 300	3,7	4
15 000	8	18	40	130	3	5	17 500	3,4	4
	12	18	40	125	3	5	19 600	3,4	4
	16	18	40	115	3	5	21 200	3,6	4
	20	18	40	105	3	5	22 400	3,6	4
	25	18	40	95	3	5	23 800	3,7	4

Elektrisch betriebene Stripperkrane.

Tragfähigkeit kg	Spannweite m	Geschwindigkeiten Heben m/min	Katzfahr. m/min	Kranfahr. m/min	Drehen mal/min	Hubhöhe m	Größter Raddruck des Kranes kg	Stripperdruck t	Anzahl der Kranlaufräder	Radstand des Kranes m
3000	8	30	55	150	5	5	11 100	45	4	3,5
	12	30	55	145	5	5	12 500	45	4	3,5
	16	30	55	140	5	5	13 600	45	4	3,5
	20	30	55	135	5	5	14 300	45	4	3,5
	25	30	55	130	5	5	15 100	45	4	3,5
5000	8	22	50	135	5	5	13 300	50	4	3,6
	12	22	50	130	5	5	14 800	50	4	3,6
	16	22	50	125	5	5	15 900	50	4	3,6
	20	22	50	120	5	5	16 900	50	4	3,6
	25	22	50	115	5	5	17 700	50	4	3,6
7500	8	22	45	125	4	5	15 800	55	4	3,7
	12	22	45	120	4	5	17 400	55	4	3,7
	16	22	45	115	4	5	18 900	55	4	3,7
	20	22	45	100	4	5	20 100	55	4	3,7
	25	22	45	95	4	5	21 700	55	4	3,7
10 000	8	18	40	125	4	5,5	18 300	65	4	3,8
	12	18	40	115	4	5,5	20 100	65	4	3,8
	16	18	40	110	4	5,5	21 800	65	4	3,8
	20	18	40	95	4	5,5	23 300	65	4	3,8
	25	18	40	90	4	5,5	24 900	65	4	3,8
15 000	8	18	35	100	3	5,5	22 200	75	4	3,9
	12	18	35	90	3	5,5	24 800	75	4	3,9
	16	18	35	78	3	5,5	26 300	75	4	3,9
	20	18	35	70	3	5,5	28 100	75	4	3,9
	25	18	35	65	3	5,5	29 800	75	4	3,9

fahrt, Querfahrt, Heben, Schwenken und Schliefsen. Für schwere Blöcke werden Breitspurwagen mit einem auskragenden Arm verwendet, der mehrere Tragwalzen trägt, auf die der Block mittels eines gewöhnlichen Laufkrans aufgelegt wird. Ein wagerecht verschiebbarer Stempel drückt den Block in den Ofen. Das Herausholen erfolgt durch eine wagerecht verschiebbare Zange. Abmessungen Zahlentafel S. 487.

Blockkrane für Tieföfen. Das Führungsgerüst trägt hier einen lotrechten Finger mit Zange wie bei den Stripperkranen. Abmessungen Zahlentafel S. 488.

Stripperkrane. Der lotrechte Finger ist aus Walzeisen genietet und an Drahtseilen aufgehängt (Abb. 227 S. 485). Zentrisch in diesem Finger ist eine lotrechte Schraubenspindel angeordnet, die durch einen Elektromotor lotrecht verschoben wird und bei der Abwärtsbewegung zunächst die Zange schliefst und die Kokille fafst und bei der weiteren Abwärtsbewegung den Block herausdrückt. Bei geeigneter Gestaltung des Zangenmauls kann der Kran auch zum Heben und Fortschaffen der Blöcke benutzt werden. Abmessungen Zahlentafel S. 489.

III. Förder- und Lagermittel für stückige, körnige und mehlfeine Schüttstoffe.*)

[Massentransport: Getreide, Kohlen, Koks, Erze, Steine, Erden, Mehl, Müll, Späne, Rüben, Flaschen, Kisten, Ballen, Säcke, Tonnen, (trockenflüssige) Sammel- und Massengüter.]

Allgemeines.

Allgemein gilt, dafs die Formeln und Zahlentafeln nur einen gewissen **Durchschnittsanhalt** bieten können, da die Aufgaben bei der Verschiedenartigkeit der zu fördernden Stoffe — bei demselben Stoffe Stück- oder Korngröfse, Feuchtigkeitsgehalt, Wärmegrad usw. ver-

---

Abkürzungen: T. H. = Technische Hülfsmittel zur Beförderung und Lagerung von Sammelkörpern, Berlin (Verf. M. Buhle); H. d. I.-W. = Handbuch d. Ing.-Wissensch. — Literaturangaben T. H. III S. 318 ff. sowie Buhle, Massentransport, Stuttgart 1908 S. 380 ff.; ferner Berndt, H. d. I.-W. IV T., 3. Bd. S. 376.

*) Buhle, Massentransport, Stuttgart 1908; v. Hanffstengel, Die Förderung von Massengütern I (2. Aufl.) u. II, Berlin 1913 u. 1909; Michenfelder, Kran- u. Transportanlagen für Hütten-, Hafen-, Werft- u. Werkstattbetriebe, Berlin 1912. („I T. W.") Illustrierte Techn. Wörterbücher, Bd. VII, Hebemaschinen und Transportvorrichtungen, u. Bd. XI, Eisenhüttenwesen. Bezüglich der Anlagekosten vgl. Abschn. (von Buhle) Hebe-, Förder- und Lagermittel (Nahtransport, einschl. Luftseil- und Hängebahnen) in Osthoff-Scheck, Kostenberechnungen für Ingenieurbauten, 7. Aufl., Leipzig 1913 S. 754 bis 810, sowie Michenfelder, a. a. O. u. Aumund, Z. d. V. d. I. 1911 S. 418 ff. (Dauerförderer); bzgl. vergleichender Betriebskosten vgl. v. Hanffstengel, Dingler Pol J. 1910 S. 465 ff. sowie Berkenkamp, Glückauf 1908 S. 1825 ff., v. Littrow, Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 1908 S. 276 ff. und Ludwig, Journ Gasb.-Wasserv. 1913 S. 805 ff., Vierteljahrs- bzw. Monatsübersichten in St. u. E. sowie Zeitschriftenschau der Z. d. V. d. I.: Eisenhüttenwesen. Hebezeuge, Lager- u. Ladevorrichtungen usw., dsgl. v. „Fördertechnik" u. „Glückauf"; ferner „Unfallverhütung und Betriebsicherheit" (Schlesinger-Hartmann, Berlin 1910, Heymanns Verlag, 1. Abt., 9. Abschn.), „Taschenbuch für Eisenhüttenleute", „Starkstromtechnik" und „Luegers Lexikon der gesamten Technik", 2. Aufl. (einschl. Ergänzungsband): Massentransport (Buhle).

schieden — und der Umgebung zu ungleichartig sind und die Fördermittel sich dabei in ihrer Wirkung zu verschieden verhalten, als dafs zutreffende, ganz allgemein gültige Angaben gemacht werden könnten.

1. Staugewichte (Raumbeanspruchung).

(I. Bd. S. 618 u. unter Schiffbau.)

2. **Der natürliche Böschungswinkel** ϱ beträgt bei loser Schüttung für

Hirse	23°	grofse und kleine Kiesel	36°
feuchten Quellsand	24°	Roggen und klare trockene Gartenerde	37°
feuchte Gartenerde	27°	trockenen klaren Lehm	40°
Getreide	30°	Hafer und Gerste	40 bis 45°
trockenen Sand	32°	Kohlen und Erze	45°
Weizen, Erbsen, Mais	35°	trockenes Kalkpulver	50°

Bei festgedrückter Schüttung ist ϱ erheblich gröfser; es gilt ferner für

Erdart	Gewicht γ_e t/cbm	Natürlicher Böschungswinkel ρ Grad
trockenen Lehmboden	1,5	40 bis 45
nassen Lehmboden	1,9	20 „ 25
trockene Tonerde	1,6	40 „ 50
nasse Tonerde	2,0	20 „ 25
nasse Dammerde	1,65	30 „ 37
nassen Kies	1,86	25
nassen Steinschotter	1,6	35 bis 40
(Gaskohlen, aufgepackt)	0,9	45 „ 50
(Wasser)	1,0	0

Vgl. III. Bd. S. 168 ferner Aumund, Z. d. V. d. I. 1911 S. 375 und Mörsch ebenda S. 329.

3. **Ueber elektrische Ausrüstungen** s. Vogel, El. Kraftbetr. u. B. 1912 S. 101 ff.

I. Fördermittel.

Bei Förderwegen über etwa 100 m werden die Kosten für stetig arbeitende Anlagen zu grofs, die Ueberwachung wird unbequem, die Betriebsicherheit leidet, die Bruchgefahr wächst mit der Zahl der Einzelteile, und die gleichmäfsige Zuführung des Stoffes wird schwierig. Daher in solchen Fällen Einzelförderung in Gefäfsen, deren Inhalt (abgesehen von den Gleiswagen der Vollbahnen und etlichen Greifern, Gichtaufzugwagen usw.) 2 t in der Regel nicht überschreitet. Für grofse Leistungen ist die Zeitfolge klein, d. h. möglichste Annäherung an stetigen Betrieb zu wählen. Leere und volle Gefäfse sind möglichst auf getrennten Wegen zu führen.

A. Einzelförderung in kleinen Mengen.

a. Wagerechte oder schwach geneigte Förderung.

Die Förderung erfolgt gleislos oder auf Bahnen, in Einzelwagen oder in Wagenzügen.

Bezeichnet für eine in sich geschlossene Bahn i den Inhalt eines Wagens in cbm, M die Fördermenge in cbm/st, z die stündlich zu fördernde Wagenzahl, n die Wagen-

zahl auf der Strecke, t den zeitlichen Wagenabstand in sk, a den örtlichen Wagenabstand in m, v die Wagengeschwindigkeit in m, L die Länge der Bahn in m, so ist

$$z = \frac{M}{i}; \quad t = \frac{3600}{z}; \quad a = vt; \quad n = \frac{L}{a}.$$

Dabei mufs t genügend grofs sein, damit ein Wagen entkuppelt, gefüllt und angekuppelt oder entleert werden kann; ist t dafür nicht ausreichend, so müssen mehrere Be- und Entladestellen vorgesehen werden, u. zw. bei T Sekunden Lade- oder Entladezeit $T:t$ Stellen. Der Gesamtbedarf an Wagen setzt sich zusammen aus n und den an den Be- und Entladestellen befindlichen Wagen.

1. Gleislose Bahnen.*) (Vgl. III. Bd. S. 596, Strafsenbau.)

Vielfach ergibt Durchführung des Grundsatzes, wo irgend möglich, keine Gleise anzuwenden, neben einer gröfseren Beweglichkeit der Fördermittel auch eine gröfsere Wirtschaftlichkeit. Zur Beförderung von Getreide in Speichern und Asche in Kesselhäusern empfehlen sich Kippwagen (Abb. 228, Kippwagen von Ergang, Magdeburg). Vgl. auch Niedner, Die Strafsenreinigung in den deutschen Städten, Leipzig 1911, und Dörr, Hausmüll und Strafsenkehricht, Leipzig 1912.

Abb. 228.

Während ein Arbeiter mit der Schubkarre etwa 75 kg und mit der zweiräderigen Kippkarre auf ebenem Boden 200 bis 250 kg in 3 Minuten 200 m weit, also in 1 Stunde mit Rückweg 150 kg mit der Schubkarre und 400 bis 500 kg mit der Kippkarre 1 km weit fortbewegen kann, ist er (nach Krupp) imstande, auf gut gelegtem Bahngleis mittels zweckmäfsig gebauter Wagen in derselben Zeit 1800 bis 2000 kg auf dieselbe Entfernung fortzubewegen. Ein Pferd zieht auf ebenem Acker- oder Sandwege 400 bis 500 kg, auf gutem Feldwege 750 bis 900 kg und auf ebener Chaussee 2000 bis 2300 kg; auf Schienengleisen vermag ein Pferd, ohne sich übermäfsig anzustrengen, Lasten bis zu 10 000 kg denselben Weg um ein Drittel schneller als auf der Chaussee fortzubewegen.

2. Bahnen mit Schienengleisen auf dem Erdboden oder auf Gerüsten. (Vgl. III. Bd., Eisenbahnwesen.)

Schmalspurige Bahnen mit Wagen von 0,5 bis 1 t Inhalt.

α) **Betrieb durch Menschen** } S. 1 ff. (Kraft, Geschwindigkeit,
β) „ „ **Zugtiere** } Leistung und Tagesarbeit belebter Motoren)
γ) „ „ **Dampf-****) **oder elektrische usw. Lokomotiven.*****)

Elektrische Lokomotiven der Deutschen Maschinenfabrik A. G.:

a. Verschublokomotiven.

Spurweite bei den beiden kleinsten 1000 mm, sonst 1435 mm. 2 Motoren, zusammen 80 bis 400 PSe. Zugkraft 600 bis 3000 kg.

---

*) Von Selbstfahrern und Selbstfahrerzügen sowie von Wasserfahrzeugen [St. u. E. 1911 S. 1077 (Selbsttrimmer)] wird hier abgesehen.
**) Massentransport S. 28 ff.
***) Tillmann, Glückauf 1910 S. 1252 ff.

Fahrgeschwindigkeit 10 bis 30 km/st. Bruttofördergewicht auf ebener Strecke 60 bis 350 t. Kleinster Radstand 1800 bis 2500 mm. Gröfste Länge 4500 bis 5000 mm. Gröfste Breite 2000 bis 2750 mm. Bauhöhe 2750 bis 3400 mm. Betriebsgewicht 7000 bis 25 000 kg.

Lauchhammer-Verschub- und Kranlokomotive (mit Edison-Akkumulatoren) s. Buhle, El. Kraftbetr. u. B. 1913 S. 161 ff.;

b. Grubenlokomotiven.

Spurweite 425 bis 1000 mm. Meist 2 Motoren von 10 bis 150 PSe Gesamtleistung. Zugkraft 250 bis 3000 kg. Fahrgeschwindigkeit 4,5 bis 12 km/st. Bruttofördergewicht auf ebener Strecke 20 bis 300 t. Kleinster Radstand 700 bis 1850 mm. Gröfste Länge 2500 bis 5300 mm. Gröfste Breite 1000 bis 2000 mm. Bauhöhe 1250 bis 1800 mm. Betriebsgewicht 2500 bis 25 000 kg. Vgl. ETZ 1912 S. 1197; Z. d. V. d. I. 1912 S. 449.

Bei diesen Betriebsarten setzt sich der Arbeitsverbrauch zusammen aus der Reibungsarbeit der vollen und leeren Fahrzeuge und Zugmittel und der Hubarbeit bei Steigungen. Die Gesamtreibung ist je nach Bauart und Zustand der Gleise und Fahrzeuge sehr verschieden.

δ) **Betrieb durch Seil oder Kette** auf zweischieniger Standbahn (Seilförderung oder Gleisseilbahn).*)

a) **Förderung mit offenem Seil**, (Abb. 229) (1 Gleis mit 2 Endweichen, 1 Antriebmaschine mit 2 Trommeln I und II bei *B*, oder 2 Antriebmaschinen mit je 1 Trommel bei *A* und bei *B*). Seil wechselt die Laufrichtung. Abwärtsgehende Wagen sind zu bremsen.

b) **Förderung mit endlosem oder geschlossenem Seil** (Abb. 230). 2 Gleise. Seil läuft stets im gleichen Sinne.

Bei geschlossenem Kreislauf wird das Gewicht der aufwärtsgehenden Wagen durch das der abwärtsgehenden ausgeglichen. Geht die

Abb. 229.

Abb. 230.

Nutzlast abwärts, so tritt bei einer gewissen, von Zustand und Bauart der Bahn abhängigen Neigung selbsttätiges Laufen ein, so dafs statt einer Antriebvorrichtung Bremsen anzuordnen sind. Gesamtreibungszahl bei gutem Bau und Zustand von Bahn und Wagen etwa 0,005;

*) Abt, H. d. I.-W. 5. Bd., 8. Abt. S. 100 ff.; Braun, Die Seilförderung auf söhliger und geneigter Schienenbahn; Stein, Die verschiedenen Methoden der mechanischen Streckenförderung; Bansen, Streckenförderung, Berlin 1908; Berndt, H. d. I.-W., IV. Teil, 3. Bd., Leipzig 1908 S. 881 ff. (viele Quellen).

einschl. Seilbiegung und Reibung der Trag- und Leitrollen rechnet man jedoch besser mit rd. 0,03.

Das Seil läuft entweder über den Wagen, die es tragen (Oberseil, Deutschland), oder durch Rollen gestützt unterhalb zwischen den Schienen (Unterseil). Mitnahme der Wagen durch das Seil mittels Hanf-, Metall- oder aus beiden vereinigter „-knoten" (Abb. 231), die hinter eine Gabel des Wagens fassen, oder (neuerdings) durch Festklemmen an glatten Seilen (Abb. 232). Für Steigungen über 11% Mitnehmerschlösser. Fangvorrichtung für etwa sich lösende Wagen. Seilgeschwindigkeit ∼ 0,5 bis 1 m/sk, Förderlänge bis zu rd. 5 km ausgeführt (Seillänge 10 km) (nach G. Heckel, St. Johann-Saarbrücken). Ueber umlegbare Mitnehmer vergl. Glückauf 1912 S. 236. Bei dem Keilschlofs von Hasenclever (Abb. 233) Verbindung durch Kette, die besondere Vorrichtung am Wagen erübrigt. — **Kabelbahnen** (Schienenbahnen mit Seilbetrieb und in sich geschlossenem Kreislauf) von Hunt-Pohlig, vornehmlich gebraucht für Förderlängen >180 m und bei sehr kurvenreicher Grundrifsführung [zwischen Gebäuden hindurch (s. auch Haufenlager)].

Abb. 232.

Abb. 233.

Abb. 231.

Abb. 234.

Abb. 235.

c) **Kettenförderung** (Streckenförderung) in der Gesamtanordnung ähnlich der Seilförderung; namentlich zu verwenden, wo starke Steigungen und Einsenkungen mit wenig Kurven vorhanden sind. Greiferscheibe*) nach Abb. 234, Mitnehmer nach Abb. 235 (bei unten liegender Kette). Kettengeschwindigkeit 0,75 bis 1,5 m/sk (nach C. W. Hasenclever Söhne, Düsseldorf). Kettenbahn für Postgüter, Verkehrstechn. Woche 1912 S. 850 ff.

Flofsholzförderung mit endloser Kette, an der in gewissen Zwischenräumen Radsätze befestigt sind (Koppel, Berlin). Die Beladestelle liegt unter Wasser; die Stämme werden mittels Haken in einem Einlauf

*) Bleicherts Kettengreiferscheibe D. R. P. 174 726 (Glaser Ann. 1909 I S. 241 ff.) und Bauart Heckel: Buhle, Z. d. V. d. I. 1910 S. 750 (Abb. 8 u. 9); Kettenscheibe von Muth-Schmidt (Schneider) D. R. P. 204 262. Die Patentkettengreiferscheibe von Bömches & Reinhold, Wien, wird besonders gerühmt, weil die Uebertragung gleichmäfsig nach beiden Seiten auf den Greiferscheibenkörper erfolgt.

herangezogen und legen sich auf Vierkantdorne, die mit den Achsen der Radsätze fest verbunden sind. Beim Aufsteigen drücken sich wegen des verminderten Auftriebes die Dorne fest in das Holz, so dafs Neigungen von 1 : 4 bis 1 : 3 befahren werden können.

ι) **Gefällebahnen** bilden einen geschlossenen Kreislauf, auf dessen erstem, gröfserem, schwach abwärts geneigtem Teile (Mindestgefälle 3 %) der Wagen selbsttätig abwärts- und über die verstellbare Entladestelle, an der er sich selbsttätig entleert, hinwegläuft, um sich am Ende des abwärts geneigten Bahnteiles selbsttätig an eine Seil- oder Kettenbahn zu kuppeln, die ihn auf möglichst kurzem Wege, den Gefälleverlust ausgleichend, wieder zur Beladestelle befördert. Ausgleich oft auch durch Aufzüge, Arbeitsbedarf gering, da nur die

Abb. 236.

Abb. 237.

Abb. 238.

leeren Wagen vom tiefsten Punkte zur Beladestelle gehoben zu werden brauchen; Bauart der Antriebvorrichtung bei beliebig weit verzweigter Bahn einfach. Kurven erschweren den Betrieb und verlangen gröfsere Betriebkraft.

Bei der **Bremsbergförderung** (Abb. 236) ist über eine mit einer Bremse versehene Scheibe oder Trommel ein Seil geschlungen, an dessen Enden der volle Wagen oben, der leere unten befestigt wird; Bremse durch ein Gewicht geschlossen gehalten. — Die Wagen können nur bei Gefällen bis etwa 30° unmittelbar auf den Schienen laufen, bei steilerer Steigung wird ein besonderes Gestell (Abb. 237) nötig.

ζ) **Schwerkraft- oder selbsttätige (automatische) Bahnen,** Bauart Hunt, ausgeführt von J. Pohlig A. G., Cöln (Abb. 238).

Eine an der Belade- und Verwiegestelle wagerechte, sodann auf einer kurzen (Beschleunigungs-)Strecke *ab* etwas stärker und hierauf durchweg schwach (3 : 100) geneigte, bis zu 180 (250) m lange, meist

gerade, zuweilen mit Kurve (aber nur nahe der Beladestelle) versehene zweischienige Gleisbahn mit 500 mm Spurweite zwischen den aufsen sitzenden Radflanschen. Der bis zu 2 t fassende, mit Eselsrücken und Seitenklappen versehene Wagen (Abb. 240) wird kurz vor der durch einen Frosch beliebig einstellbaren Entladestelle c, an der er sich selbsttätig entleert, mit einem endlosen Seile gekuppelt; dadurch wird die lebendige Kraft des Wagens benutzt, um ein drehbar aufgehängtes Gegengewicht zu heben, dessen Arbeitsvermögen dazu dient, den leeren Wagen auf der geneigten Ebene wieder zur Beladestelle zurückzubringen. Die Gleise können auf dem Boden oder auf Gerüsten verlegt werden; diese können fest, fahrbar, auch drehbar sein (s. Haufenlager). Höchstgeschwindigkeit der Wagen 5 bis 7 m/sk; Leistung bis zu 80 t/st, d. i. rd. die von zwei Hunt-Elevatoren gehobene Fördermenge.

Abb. 239. Abb. 240.

Wagen: Für die bisher aufgeführten Bahnen kommen meist folgende Wagen in Betracht:

I. **Kippwagen** von 0,5 bis 5 cbm Fassung und 500 bis 750 mm Spurweiten (vgl. auch S. 499 u. 503 „Kipper und Wipper"). Ueber Muldenkippwagen aus geprefsten Blechen St. u. E. 1911 S. 1343.

a) **Seitenkipper** (Abb. 239 und Zahlentafel).

Eiserne Muldenkipper.

Spur	mm	500	500	500	600	600	600
Inhalt	cbm	$^1/_2$	$^1/_2$	$^3/_4$	$^1/_2$	$^3/_4$	1
Gesamte Rahmenlänge	mm	1560	1700	1860	1700	1860	2055
Gesamte Muldenbreite	„	1090	1280	1470	1280	1470	1500
Muldenoberkante über S.-O.	„	1000	1015	1170	1060	1195	1275
Radstand	„	450	550	550	550	550	650
Raddmr.	„	300	300	300	300	300	350

Abb. 241. Abb. 242.

b) **Vorderkipper** (Muldenkippachse und Wagenachsen parallel zu einander) vgl. Glückauf 1909 S. 547.

c) **Rundkipper** (Entladung nach allen Seiten möglich).

II. **Selbstentlader***) (Schnellentlader) als a) Trichterwagen — b) Sattelwagen (Abb. 240), Talbotwagen (Abb. 241) ähnlich den amerikanischen Goodwinwagen (**Seitenentleerer**), zu Erdarbeiten, Ueberladen von Schmalspur- in Vollspurwagen, Anschütten von Halden, Stapeln von Kohle, Steinschlag, Kies, Gemüse, Feldfrüchten u. dgl. neben dem Gleis — c) **Bodenentleerer** (Abb. 242)

*) Buhle, Massentransport S. 49 ff.; v. Hanffstengel, a. a. O. II. Teil S. 9 ff.; Aumund, Die Verladung im Eisenbahnbetrieb, Z. d. V. d. I. 1909 S. 1437 ff. (vgl. hierzu: Grundsätze für die Wahl zwischen Selbstentlader- und Kipperbetrieb S. 502); ferner Z. d. V. d. I. 1910 S. 1977; 1911 S. 1636; Organ 1912 Taf. 58 und Verkehrstechn. Woche 1913 S. 563 ff.

für vorhandene Sturzgerüste, Ueberladen von Bahnwagen in Schiffe, Entladen von Erzen in Tanks, von Chemikalien in Mischbehälter usw. — d) **Vereinigte Boden- und Seitenentleerer** zur Beschotterung oder Bekiesung von Eisenbahngleisen, — e) **Verwandlungswagen.**

3. Einsträngige Schwebebahnen mit hängenden Wagen.

α) **Hängebahnen** mit hängendem, möglichst wagerechtem Gleis aus einer Schiene, vornehmlich für das Innere von Fabriken und zur Verbindung einzelner Fabrikgebäude (Nahtransport) (vgl. Abschn. „Seil- und Hängebahnen" S. 481 ff. bzw. S. 539 ff.). Ein Arbeiter schiebt einen Wagen im Gesamtgewicht von 1 bis 1,2 t. Gesamtreibungszahl für gut gebaute Bahnen und Wagen 0,01, bei Rollenlagern 0,008 bis 0,006. Die Hängebahnen bestehen entweder für sich oder bilden den Anschluſs an Luftseilbahnen. Hängebahnen auf Güterbahnhöfen Organ 1910 S. 93 u. 112; Z. d. V. d. I. 1911 S. 2029. Ueber Hängebahnen für Schlachthöfe (Kaiser & Co., Cassel, und Beck & Henckel, Cassel) Z. d. V. d. I. 1912 S. 345 ff.; dsgl. für Scheunen usw. (Fuderablader der Alfawerke, München) Industriebau 1912 S. 69 ff.; Z. d. V. d. I. 1913 S. 1263 ff. Unter diese Gruppe (s. auch Conveyor S. 521) sind auch zu rechnen die **Kreis-** oder **Schaukeltransporteure** mit endlosen Kreuzgelenkketten oder dgl. für Glas- und Zementfabriken, Ziegeleien usw. mit Ablenkungen in der wagerechten und senkrechten Ebene, von Stotz, Stuttgart; Fredenhagen, Offenbach; Eckhardt & Hotop, Cöln-Berlin; Laubaner Maschinenfabrik (Schwartzkopff) in Schlesien; Stöhr, Offenbach; A. Bleichert & Co., Leipzig; Nienburger Maschinenfabrik; Schmelzer, Magdeburg-Zittau u. a.

β) **Seilbahnen** (Drahtseilbahnen, Luftseilbahnen, schwebende Seilbahnen) mit stetigem Betriebe zur Förderung von Gütern aller Art auch auf groſse Entfernungen, Systeme Bleichert, Otto-Pohlig, Heckel, Kaiser & Co., Mackensen usw. mit 2 Trag- und 1 umlaufenden Zugseil für groſse Leistungen; für sehr kleine Förderungen nach System Roe u. a. ist das Zugseil zugleich Tragseil. Im übrigen vgl. Abschn. „Seil- und Hängebahnen" S. 539 ff.

4. Zweisträngige Schwebebahnen mit hängenden Wagen

α) **für Rohstoffe** (Gieſsereien usw.) St. u. E. 1913 S. 899 ff. (Zweischienen-Hängebahnen);

β) **für Personen** (Berg-Seilschwebebahnen) Buhle, Z. d. V. d. I. 1913 S. 1783 ff., Deutsche Bauz. 1910 S. 722 ff.

b. Senkrechte oder stark geneigte Förderung.

1. Von unten nach oben.

α) **Aufzüge, Fördermaschinen usw.** (s. d.). Zum Heben und Aufziehen von Sammellasten, Säcken, Fässern usw. dienen Reibungswinden (vgl. S. 407) von 150 bis 200 kg Tragfähigkeit. — Ferner sind in Speichern sehr verbreitet die deutsche Handwinde und Preſswasserwinden (Ohrt, Bkde. d. Arch., 2. Bd., 1. Teil, Abschn. IV, sowie Eilert, Z. d. V. d. I. 1910 S. 2176 ff. und 1912 S. 1061 ff.), — Tragfähigkeit von Lagerhauswinden im allgemeinen 700 bis 800 kg. Hubgeschwindigkeit

bei maschinellem Antrieb rd. 1 bis 1,5 m/sk. Für Keller meist besondere Aufzüge oder Hebebühnen zwischen Kellersohle und Erdgeschofs (Tragfähigkeit ~ 1200 kg).

β) **Hunt-Pohlig-Elevator** (Abb. 238 S. 495) wird feststehend oder fahrbar (Fahrgeschwindigkeit 0,2 m/sk) gebaut und zum Entladen von Schiffen, Eisenbahnwagen und Tiefbehältern (tiefliegenden Sammelräumen) benutzt, sowohl für Kübel- als Selbstgreiferbetrieb für jede Leistung bis zu 100 t/st. Auf einem turmartigen hölzernen oder eisernen Gerüst sitzt fest oder seitlich drehbar oder auch nach oben aufklappbar ein gerader oder parabolisch geformter Schrägausleger, auf dem eine das Fördergefäfs tragende Laufkatze fahrbar angeordnet ist. Beim Aufwickeln des Seiles (Geschwindigkeit 1,5 m/sk) auf die Trommel einer Dampf- oder elektrischen Winde wird das Fördergefäfs zuerst senkrecht gehoben bis zu einem Nocken der Katze, die alsdann auf dem Ausleger läuft; kurz vor dem oberen Ende entleert das Fördergefäfs seinen Inhalt selbsttätig in einen Füllrumpf. Rücklauf mit gröfserer Geschwindigkeit durch Eigengewicht bis zu einem verstellbaren Prellklotz. Gerade Schrägausleger erhalten 30° Neigung gegen die Wagerechte und Seilzüge von 500 bis 700 kg, 1000 bis 1500 kg oder 1500 bis 3000 kg; parabolische Ausleger werden ausgerüstet mit besonderen Winden für 1 t- und 2 t-Greifer. — Ueber Bleicherts Schrägbahnkrane Z. d. V. d. I. 1908 S. 1758.

Abb. 243.

Die mit Gufsstahlrädern versehenen **Kübel** (Abb. 243) sind gefüllt vorn schwerer als hinten (leer umgekehrt), Sicherung durch einen am Tragbügel drehbaren und durch einen Anschlag am Füllrumpf auszulösenden Stützhebel. — Ueber Kübelkatzen St. u. E. 1912 S. 619; Kübelschrägaufzüge s. Lilge, Hochofen-Begichtungsanlagen, Berlin 1913.

Kübelinhalt in hl	5	7	9	12	15	20
Gewicht für Erz in kg . . .	340	390	430	550	630	700

Bleicherts Kübel fassen $^1/_2$, $^3/_4$, 1, $1^1/_3$, $1^3/_4$, $2^1/_2$ und 3 cbm (Kübelwagen in denselben Gröfsen).

Meist werden beim Entladen von Schiffen 3 Kübel, bei Eisenbahnwagen Erdfüllrumpf (s. Tiefbehälter) und 1 Kübel verwendet. — Kübelkatzen finden hauptsächlich Verwendung bei Schrägaufzügen (s. d.), Kohlenförderung nach Hochbehältern, Aschenförderung aus tiefliegenden Gruben usw. Bei stückigen Erzen, die sich namentlich bei starkem Schneewetter und anhaltendem Regen nur schwierig mit Greifern behandeln lassen, werden vorteilhaft **zweiteilige** Kübel*) von rd. 3 t Fassung, für Kohlen solche für 8 t Nutzlast verwendet. Die Kübel werden mittels eines Querstücks *a* (Abb. 244) an den mittleren Haken gefafst und hochgehoben; das Querstück *b* kann durch besondere Zug-

*) Z. d. V. d. I. 1906 S. 1808 u. 2124 (Klappkasten von Jaeger, Duisburg, D. R. P. 175557). Auch Schenck & Liebe-Harkort G. m. b. H., Düsseldorf, liefern Klappkübel mit ihren Dreh-, Bock-, Brückenkranen usw., und Gebr. Weismüller, Frankfurt a. M., bauen sie z. B. zum Fördern von Pflastersteinen u. dgl. Pohligs Klappkübel für Kohlen Z. d. V. d. I. 1913 S. 569.

ketten *c* angehoben werden, worauf sich der Kübel öffnet; beim Nachlassen der Ketten schliefst er sich infolge des Eigengewichts seiner Hälften und des Querstücks *b*.

Ueber selbstfüllende Zinkenschaufelkübel (Schürfkübel) Z. d. V. d. I. 1906 S. 1626; vgl. auch Kratzerschaufeln S. 517; ferner Fördertechnik 1910 S. 272 bzw. Engng. 1910 (2. IX.): **Schürfbagger** (am Eriekanalbau mit ausgezeichnetem Erfolg benutzt); Gehänge für Säcke, Tonnen usw. Z. d. V. d. I. 1913 S. 337.

Abb. 244.

Für **Greifer**betrieb (vgl. auch S. 405 und Greifbagger, III. Bd. S. 476) sind bei diesen Elevatoren sehr verbreitet die mit 1 Seil oder 1 Kette arbeitenden Greifer von Hone*) (Gewicht des Greifers 1,6 bis 2,5 t, Laderaum 0,8 bis 2,25 cbm). Ueber **Stielgreifer** (Bauart Hulett bis zu 10 t Inhalt bzw. 450 t/st, gebaut von der Deutschen Wellman-Seaver G. m. b. H., Düsseldorf, Abt. A. G. Lauchhammer in Lauchhammer) Z. d. V. d. I. 1906 S. 1623 und 1913 S. 1477; St. u. E. 1913 S. 1098; über **Tragmagnete** S. 402.

γ) Ueber **Schrägaufzüge** (Hochofen- oder Gichtaufzüge usw.) Lilge, Hochofenbegichtungsanlagen, Berlin 1913. Ein Gichtschrägaufzug besteht aus einem die Fahrbahn eines besonders gebauten Wagens tragenden Eisengerüst, dem Aufzugwagen und einer Winde. Das Fördergefäfs von 2 bis 3 t Eigengewicht und 5 bis 8 cbm Inhalt fafst 3 bis 6 t Erz und 2,5 bis 4 t Koks; Eigengewicht der Laufkatze rd. 3 t. Fahrgeschwindigkeit bis 1,5 m/sk. Diese Zahlen genügen auch für Oefen mit Tagesleistungen von mehr als 400 t Eisen. Hub neuerdings bis zu 50 m. — Skipförderung, Bansen, Die Schachtförderung (Berlin 1913) S. 152 ff.; Herbst, Glückauf 1913 S. 1209 ff. — Schuttaufzug Z. d. V. d. I. 1913 S. 476.

Bleichert, Leipzig, baut auch **Gichtseilbahnen** (Dingler Pol. J. 1908 S. 580 ff.; St. u. E. 1908 S. 177 ff.); dsgl. Pohlig, Cöln (St. u. E. 1905 S. 257); über Bleicherts **Haldenseilbahnen** (Haldenbrücken) s. Massentransport S. 336 ff. (vgl. **Haufenlager**).

2. Von oben nach unten.

α) Kipper.**)

A. Bühnenkipper.

I. **Vorder- oder Stirnkipper** dienen zum Entladen eines Eisenbahnwagens durch Kippen um eine Achse quer zur Längsrichtung des Wagens so, dafs das Gut aus seiner geöffneten Stirnwand herausfliefst. Festhalten gegen Abrollen durch Fanghaken oder Prellböcke.

*) Kammerer, Die Technik der Lastenförderung einst und jetzt, München 1907 S. 188; ders. Z. d. V. d. I. 1912 S. 617 u. 2005 ff. — Ueber Bleichert-Greifer Z. d. V. d. I. 1908 S. 1756 ff.; über Rundholz-Greifer von Mohr & Federhaff Z. d. V. d. I. 1909 S. 786 ff. und 1912 S. 919. — Neuere Selbstgreifer mit grofsen Oeffnungsweiten Glückauf 1911 S. 1992 ff.

**) Buhle, Massentransport S. 124 ff.; v. Hanffstengel, a. a. O. II. Teil, S. 28 ff.; Aumund, Z. d. V. d. I. 1909 S. 1439 ff. [Die Verladung von Massengütern im Eisenbahnbetrieb (Kosten, Wirtschaftlichkeit)]; ferner Ottmann und Loebell, Z. f. B. 1910 S. 471 ff. (viele Quellen).

α) Entladung in tief gelegene Behälter oder Füllrümpfe bzw. Kübel.

Kipper durch das Gewicht der Ladung betätigt, indem der volle Wagen beim Niedergehen ein Gegengewicht hebt, das den leeren Wagen zurückzieht, oder der volle auffahrende Wagen drückt den Kolben eines pendelnd gelagerten Prefswasserzylinders nieder; das Druckwasser hebt dabei das Belastungsgewicht eines Akkumulators, der nach Entleerung des Wagens sein Wasser an den Zylinder zurückgibt und die Plattform hebt (Dinglinger, Cöthen).[1]

G. Luther A. G., Braunschweig, pflegt ihre Schwerkraftkipper[2] (mit oder ohne Hülfswinde)[3] meist als Schaukelkipper zu bauen, wenn die Kai- und Böschungsanlagen die Gründungsarbeiten nicht beeinträchtigen. Möglichkeit der Schrägstellung nach beiden Richtungen (Bremswagen), d. h. Fortfall der sonst meist erforderlichen Drehscheibe vor dem Kipper

Abb. 245.

Abb. 246.

(Abb. 248). Wenn nur ein mittlerer Füllrumpf, so Doppelkipper (Gaswerk Breslau-Dürgoy).[4]

Ist die zur Verfügung stehende Ausladungstiefe nicht sehr grofs, so wird die Drehachse des Kippers an dem vorderen Ende der Bühne angeordnet.[5] Das Anheben des rückwärtigen Rahmenteiles kann auch von Hochgerüsten durch Seile oder Ketten (Hochkipper)[6] oder wie bei dem Bleichertschen Kipper (Abb. 245) durch zwei elektrisch betätigte senkrechte Schraubenspindeln,[7] oder wie bei dem sog. „kleinen" Kipper der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (Abb. 246) durch Kniehebelwirkung infolge Drehung von wagerecht gelagerten Spindeln, mit

---

[1]) Glaser Ann. 1908 II S. 8 ff (Krupp-Grusonwerk). Ueber Kruppsche Kübelkipper (Breslau) Glückauf 1905 S. 1596 ff., dsgl. Senkkipper, Senk- und Hubkipper usw. Wochenschr. d. A.-V. zu Berlin 1909 S. 111 ff. (wirtschaftliche Angaben); fahrbare Kipper: Glückauf 1907 S. 392.

[2]) Drehpunkt der Kippbühne ungefähr in Höhe des Wagenschwerpunktes, daher keine gröfsere Hubarbeit (Motor meist $7\frac{1}{2}$ PS; Anlagekosten gering).

[3]) Die Winden werden stets für die gröfste Tragkraft bemessen, so dafs die Stundenleistung bei stündlich 3 bis 5 Entleerungen bei 10 t- bzw. 20 t-Wagen 30 bis 50 bzw. 60 bis 100 t beträgt.

[4]) Buhle, Glückauf 1911 S. 620.

[5]) Bauarten Unruh & Liebig, Leipzig (T. H. III S. 101 ff).

[6]) Bühnenkipper von G. Luther A. G. in den Gaswerken Bern, Zürich usw., Buhle, Glückauf 1911 S. 621; 8 bis 10 stündliche Kippungen, Arbeitsbedarf 15 PS.

[7]) Ueber andere Bleichertsche Kipper T. H. III, Tafel 1 und S. 253 (Kipper für grofse Wasserstandschwankungen), daselbst auch über Betriebskosten.

Rechts- und Linksgewinde erfolgen.*) — Der neueste MAN-Kipper (Abb. 247) zeichnet sich aus durch einfache und haltbare Bauart sowie durch die meist sehr erwünschte geringe Bautiefe. Er besitzt keinerlei Aufbauten und ist in beiden Richtungen befahrbar; wegen niedriger Anschaffungskosten und geringen Stromverbrauches ist er wirtschaftlich in Anlage und Betrieb. Kettenwinde W zieht R über Führung F nach R', so dafs Bühne B sich hebt (B'). — Zur Vermeidung des Drehens von Wagen mit Bremserhaus wird der Bleichertsche Kipper (Abb. 248) so ausgeführt, dafs die Bühne nach beiden Seiten schräg gestellt werden kann

Abb. 247.

Abb. 248.

und dabei zurückgezogen wird, so dafs der Wageninhalt in beiden Fällen in einen in der Mitte liegenden Füllrumpf fällt (Maximilianshütte). 10 Wg./st; Triebmaschine 9 PS. Dasselbe erreichen die Guilleaume-Werke A. G., Neustadt a. d. Haardt, mit ihrem „Kipper mit Gleisunterbrechung". Die Bühne hängt an 4 Gallschen Ketten; auf dem darüber befindlichen Gerüst fährt eine mit 2 Hubwerken und einem Fahrwerk versehene Katze. — Drehscheiben-Kipper der Demag Z. d. V. d. I. 1914 S. 512.

b) Entladung in Hochbehälter oder mittels hoch gelegener Rutschen.

Der Wagen wird durch einen Kran gehoben und dann gekippt,**) oder durch einen senkrechten Aufzug, oder Schrägaufzug (Abb. 249) Pohlig, Cöln: Der Wagen wird auf eine mit Rädern a, b versehene Plattform gefahren und diese durch Seile eine schiefe Ebene hinauf-

*) El. Kraftbetr. u. B. 1907 S. 255 (Sand für Spülversatz).

**) In ähnlicher, aber noch einfacherer und besserer Weise gelangt die Kohlen- oder Erzladung der Bahnwagen in das Schiff durch Kipper mit Teleskoprohr (Deutsche Maschinenfabrik A. G. Duisburg) (Buhle, Glückauf 1911 S. 618 ff.); ferner Z. d. V. d. I. 1912 S. 426 ff. (Schwingkipper für Flufs- und Seeschiffe).

gezogen; oben läuft das Gleis für die Fahrbühne wagerecht (Stellung a_1 und b_1), und der Wagen kippt. — Aehnlich wirkt unter Vermittlung eines Kübels Bleicherts Kipper (nach Massentransport S. 129, Abb. 306).

II. **Seitenkipper.** a) Beim Kippen des ganzen Wagens um seine Längsachse (französische und italienische Bahnen, Wagen ohne bewegliche Stirnklappe) wird vielfach ein zur Rückwärtsbewegung dienendes Gegengewicht gehoben, Massentransport S. 129, Abb. 311. Auch Kreiselkipper, die ähnlich arbeiten wie Wipper (s. unten), werden für Kleinbahnwagen verwendet; Buhle, Glückauf 1911 S. 621, Bauart Luther (Tragkraft des Kippers 15 t, stündliche Leistung 12 Wagen, Arbeitsbedarf rd. 5 PS).

Abb. 249.

b) Nur der Kasten wird gekippt (französische Anordnung, Massentransport S. 129).

c) **Kohlenkipper (Wiege)** von Brown, Cleveland. Nach hydraulischer Verklammerung werden die (30 t-) Wagen mittels besonderer Taschen in Ueberladekasten gekippt, die mit Hülfe von Plattformwagen und beweglichen Krangestellen mit wagerechten Auslegerbrücken in die Schiffe gesenkt und dort entleert werden (Durchschnittleistung 4000 t/10 st). Andere Bauarten von Mc Myler, Cleveland, Hulett u. a. (Massentransport S. 124 ff.).

d) Kipper von Humboldt, Kalk bei Cöln, Dingler Pol. J. 1906 S. 452.

B. Kurvenkipper

(Abb. 250) Pohligscher Bauart bestehen aus einer fahrbaren (oder ortfesten)*) Vorrichtung, die auch so angeordnet werden kann, daſs die entladenen Eisenbahnwagen, nachdem sie auf die Kipperbahn hinaufgezogen sind, durch Drehen des oberen Teiles des Kippers von der anderen Seite wieder abgelassen werden können (Entladung von Eisenbahnzügen ohne Verschieben, Dreh- und Kurvenkipper). Ueber Dynamobilkipper (Demag) Z. d. V. d. I. 1912 S. 322 u. 493.

Abb. 250.

Grundsätze für die Wahl zwischen Selbstentlader- und Kipperbetrieb.*) Für allgemeine Fälle gilt:

1. Der Selbstentladebetrieb ist dem Verkehr mit gewöhnlichen Wagen vorzuziehen, wenn die Wagen infolge der schnelleren Entladung doppelt so oft umlaufen können,

*) Z. d. V. d. I. 1909 S. 1498 ff.; ebenda auch über Hoch-Kurvenkipper für Hüttenwerke, Seeschiffbeladung usw. (Aumund).

was in der Regel nur bei kurzen Strecken und in geschlossenen Zügen, also bei grofsen Fördermengen, der Fall ist.

2. Bei Benutzung der einfachen O-Wagen bietet der Kipperbetrieb gegenüber der Handentladung im allgemeinen erst Vorteile bei Entlademengen von täglich etwa 200 t. Infolge der mit dem Kipperbetrieb aufserdem verbundenen und nicht in Zahlen unmittelbar ausdrückbaren Vorteile, die in der schnelleren Entladung der Wagen, auch bei unregelmäfsiger Anfuhr, und in der Unabhängigkeit von den Arbeitern liegen, sowie bei höheren Kosten der Handarbeit in besonderen Fällen kann allerdings oft die Verwendung des Kippers auch bei geringeren Entlademengen noch als zweckmäfsig angeraten werden. Durchweg erweisen sich die Kipper am vorteilhaftesten, die von tiefen Gründungsarbeiten am unabhängigsten sind. Die vollkommenste Anpassungsfähigkeit wird durch die fahrbaren Kipper erzielt, die von beliebigen Gleisen an jeder Stelle entladen können.

3. Bei kleineren Fördermengen von etwa täglich 100 t können die Kosten der Handarbeit, falls es sich um ein Entladen auf Lager handelt, oft durch den Greiferbetrieb verringert werden. Im übrigen besteht noch die Möglichkeit, die Entladegleise so anzuordnen, dafs die Ladung einfach aus den geöffneten Endklappen und Seitentüren der Wagen herausgestofsen werden kann.

β) Kippvorrichtungen für Grubenwagen*) (Wipper).

Um Grubenwagen bzw. -züge (Mehrfach- oder weitspannende Kreiselwipper) schnell zu entleeren, werden verwendet:

a) **Kreiselwipper;** festliegend (Abb. 251) oder beweglich; auf Ladebühnen zum Verladen von Erzen, Steinkohlen usw. unmittelbar in Schiffe oder Wagen, Spurweite bis 600 mm, Gewicht rd. 500 kg. Minutliche Leistung 4 bis 6 Förderwagen, d. h. bei 6 (7) hl Inhalt 24 bis 36 (28 bis 42) hl Kohle (Handantrieb). Doppelwipper (Wagen nebeneinander) baut die Carlshütte A. G., Altwasser (Schlesien); Glückauf 1913 S. 1390; 1914 S. 959. In den Verladeanlagen des Bergbaubetriebes vielfach mechanischer Antrieb (Schüchtermann & Kremer, Dortmund). Zur Beförderung von Kohlen in Kesselhäuser liefert die Maschinenbau A. G. Tigler, Duisburg-Meiderich, selbstfahrbare elektrisch betriebene (mechanisch kippende) Doppel-Kreiselwipper (Fahrgeschwindigkeit 1 m/sk), Wagen hintereinander; Buhle, Glückauf 1911 S. 622.

Abb. 251.

Bei Mehrfach-Kreiselwipperanlagen unterscheidet man 2 Hauptgruppen. Bei der einen werden die Wagen auf derselben

*) Buhle, Massentransport S. 138 ff.; v. Hanffstengel, a. a. O. II. Bd. S. 87; Franke, Handbuch der Brikettbereitung, Stuttgart 1909 S. 345 ff.; Seitenkipper für Förderwagen Z. d. V. d. I. 1909 S. 841; 1912 S. 872; Glückauf 1912 S. 1513, 1685 u. 2122 sowie 1914 S. 958 ff.

Wipperseite eingeschoben und wieder herausgestofsen, bei der anderen laufen sie auf der einen Seite hinein, auf der anderen Seite heraus. Diesen Anordnungen gemäfs ergeben sich auch 2 Ausführungsformen für die Wipper selbst; Leistung bei einer Fassung von 8 beladenen Wagen zu je 2,7 t rd. 270 t/st; dabei Fahrgeschwindigkeit 1 bis 1,5 m/sk, Kippgeschwindigkeit rd. 3 Uml./min.

Abb. 252.

b) **Kopfwipper** (Abb. 252), beim Entleeren auf Sturzhalden.

c) **Vorderkipper** (S. 499). Ueber Motorlastwagen mit Kippvorrichtung (Kohlen, Müll usw.) Massentransport S. 125 ff.

c. Beliebig gerichtete Förderung.

Alle Kranarten kommen für die Verladung von Massengütern in Betracht; die wichtigsten Gruppen für diese Zwecke sind:*)

1. **Drehkrane** (S. 465 u. III. Bd. S. 476 unter Löffel- u. Greifbagger). Ueber **Kreisbahnkrane****) s. Haufenlager; über **Senkwippkrane** Organ 1908 Heft 17.

Da die Ufergleise in der Regel freibleiben müssen, so werden die Drehkrane meist auf Halb- oder Volltor (S. 479) gesetzt, die bei gröfseren Spannweiten bezeichnet werden als:

2. **Hochbahn-** oder **Brückenkrane,** Verladebrücken oder amerikanische Verladevorrichtungen***) (S. 460).

Abb. 253.

Bei mehr als etwa 120 (180) m Spannweite werden meist

3. **Kabelkrane**†) (Blondins), (Abb. 253), ausgeführt.

---

*) Buhle, Massentransport S. 134 ff.

**) T. H. III S. 219 u. 277; Deutsche Bauz. 1913 S. 746 ff.

***) Buhle, Massentransport S. 144 ff.; v. Hanffstengel, a. a. O. II, S. 198 ff. Berechnung der Eisenkonstr. s. Andree, Die Statik des Kranbaues, 2. Aufl., München 1913 (viele gute Beispiele).

†) Buhle, Massentransport S. 161 ff.; ders., Z. d. V. d. I. 1910 S. 2214 ff. (vollständige Berechnung, Unruh & Liebig, Leipzig); Deutsche Bauz. 1910 S. 724 ff. u. 1913 S. 716 ff. (Bleichert, Pohlig, Lidgerwood und viele Quellen; Glase Ann. 1914 II.). Ferner Roussolet, Mécanique, Electricité et Construction appliquées aux appareils de levage, Paris 1913 Bd. 2, Taf. XIII.

B. Stetige Förderung (Dauerförderung).*)

a. Wagerechte oder schwach geneigte Förderung.

I. Schnecken, Spiralen und Förderrohre.**)

α) Bei **gewöhnlichen Schnecken** (Abb 254 u. 255) sind links- oder rechtsgängige, aus Eisenblech hergestellte Schraubengänge auf starkwandigen, gezogenen, schmiedeisernen Rohrwellen oder massiven, bei grofsen Längen durch Kupplungen verbundenen Wellen aus Eisen oder Stahl fest aufgesetzt und vernietet. Die Welle ist an beiden Enden fest gelagert und schiebt bei der Drehung das Fördergut meist in einem Blechtrog oder Holzkasten (s. unten) vor sich her. Meist wagerecht gelagert, können aber auch bis zu 45⁰ geneigt arbeiten (Leistung dann etwas kleiner); senkrechte Schnecken (aufser zu Mischzwecken) selten. Bei Längen über 3 m sind Mittellager (Pockholz) nötig. Endlager aus langen Gufseisenhülsen (zweckmäfsig mit Metallfutter). Stündliche Leistung von Krupp-Schnecken 1200 bis 30000 l bei 150 bis 500 mm Durchm. 120 bis 50 Umdr./min und einem Arbeitsbedarf von 0,6 bis 2 PS bei 10 m Länge. Mischschnecken von Polysius, Dessau: stündliche Leistung 1000 bis 14000 kg bei 400 bis 900 mm lichter Trogweite, 175 bis 75 Umdr./min und einem Arbeitsbedarf von 2 bis 10 PS. Troglänge 2500 bis 4500 mm. Gebr. Commichau, Nestomitz (Aufsig), walzen ihre Patentschnecken von 100 bis 300 mm Durchm. aus **einem** Stück, so zwar, dafs nach dem Aufsenrande, wo der Verschleifs am gröfsten ist, die Stärke zunimmt (Keilquerschnitt). Bei **„verstell-**

Abb. 254.

Abb. 255.

*) In dem Bericht von Professor Aumund, Danzig, über „Die Hebezeuge und Förderanlagen auf der Weltausstellung in Brüssel 1910" sind in dem Abschnitt über Dauerförderer (Z. d. V. d. I. 1911 S. 338 ff.) sehr bemerkenswerte Ergänzungen über Einteilung, Kraftverbrauch (Formeln, Erfahrungswerte, Beispiele), Anlage- und Unterhaltungskosten sowie über die Wahl der Dauerförderer erschienen, auf die an dieser Stelle ganz besonders hingewiesen sei. — Literatur: Buhle, Massentransport S. 171 ff.; v. Hanffstengel, Die Förderung von Massengütern, 1. Bd., 2. Aufl., Berlin 1913; ders., Z. d V. d. I. 1913 S. 445 ff. und Mitt. Forschungsarb. 145 (Versuche über den Kraftverbrauch von Fördermitteln); Schennen u. Jüngst, Lehrbuch der Erz- u. Steinkohlenaufbereitung, Stuttgart 1913; Gerke, Die maschinelle Förderung im Abbau, Heft 53 der Sammlung Berg- u. Hüttenm. Abhandlungen, Gebr. Böhm, Kattowitz (viele Quellen und Tafeln). Nach der Art des Antriebes werden unterschieden: I. Fördereinrichtungen mit Handantrieb (Schwingrutsche, Mickley-Conveyor, Schleppkette, Förderband); II. Fördereinrichtungen mit maschinellem Antrieb: A. Schwingrutschen a) an der Zimmerung aufgehängt (Fontenelle, Flottmann, Klein, Ingersoll), b) auf Gestellen verlagert (Hinselmann, Würfel & Neuhaus), c) Rollenrutsche; B. Förderbänder (von Steeg in Oberhausen); C. Conveyor (Bothwell, Thomson, Gibb); D. Kratzer (Blackett, Greave, Viton, Mitnehmerrutsche von Würfel & Neuhaus, Bochum); Gerke, „Ueber Abbauförderung" (im gleichen Verlag, 1913) und Naske, Zerkleinerungsvorrichtungen und Mahlanlagen (Leipzig 1911, Spamer). — Hierhergehörige Transportanlagen bauen G. F. Lieder, Wurzen i. Sa.; W. Stöhr, Offenbach a. M; A. Stotz, Stuttgart; H Löhnert, A G., Bromberg; Gebr Weissmüller, Frankfurt a. M.-Bockenheim; Alpine (vorm Holzhäuersche) Maschinenfabrik G. m. b. H., Augsburg; Rheinische Maschinenfabrik G. m. b H., Neufs a Rh.; Laubaner Maschinenfabrik (Schlesien); A. Schmidt, Wurzen; Gebr Seck, A G., Dresden; Wünsche, Leipzig; Schneider, Jaquet & Co., G m. b. H., Strafsburg, sowie fast alle anderen in dem Gesamtabschnitt genannten Firmen.

**) Baumgartner, Handbuch des Mühlenbaues und der Müllerei I. Bd, I. Teil S. 514 ff., Löwenthal, Berlin 1900.

baren“ Schnecken (Abb. 256 bis 258) **sind** die Schraubengänge aus einzelnen Schaufeln (aus schmiedbarem Gufs) gefertigt, die, durch Schrauben befestigt, nach rechts oder links — je nach der Steigung schneller oder langsamer fördernd — gestellt werden können. Leistung etwa 20 % kleiner als die von gewöhnlichen Schnecken.

Abb. 256. Abb. 257. Abb. 258.

Hauptverwendung in Getreidespeichern, Mühlen, Zement-, Schamotte-, Karbidfabriken, Aufbereitungsanstalten usw. (s. oben „Mischschnecken“). Weitere Verwendung finden die Schnecken in Wasch- und Sortiermaschinen [Excelsior-Maschinenfabrik G. m. b. H., Stuttgart; Steinleins Scheidevorrichtung der Badischen Maschinenfabrik, Durlach (Z. d. V. d. I. 1910 S. 563)]; vgl. auch elektrisch angetriebene Beschickungs- und Räumungsmaschinen für Zinköfen, ETZ 1910 S. 1179 ff. — Schnecken zum Zerkleinern bauen Löhnert A. G., Bromberg (Brechschnecken oder Schraubenmühlen), Krupp-Grusonwerk, G. Sauerbrey A. G., Stafsfurt (D. R. P.; gezahnte Peripherie der aufgeschraubten Stahlgufsflügel). Alle während des Lagerns verhärteten oder zusammengebackenen Teile werden bei der Förderung wieder gelockert und zerkleinert, wodurch Fortfall der z. B. in der Kaliindustrie üblichen Sprengung der verhärteten Salzhaufen. Arbeitsverbrauch nahezu doppelt so grofs wie bei einer gewöhnlichen Förderschnecke bei gleicher Umlaufzahl. Die Lagerabstände infolge der höheren Beanspruchung

in 1,5 m Abstand für Schnecken von 150 bis 250 mm Durchm.,
„ 2 „ „ „ „ „ 300 „ 500 „ „

zu wählen. Schnecken von Sauerbrey u. a. auch fahrbar bzw. drehbar (nach Massentransport S. 172) angeordnet, auch fahr- und drehbar für hängende Verladevorrichtungen (D. R. P. 219 452); das Beladen eines 10 t-Wagens erfolgt damit in 6 bis 8 min (Salz).*)

Abb. 259.

β) **Spiralen** (Abb. 259) (E. Kreifs, Hamburg, und Gebr. Commichau, Nestomitz) bestehen aus einem gewundenen Flacheisenstab, der in Abständen von etwa 0,5 m mit der Welle verschraubt ist. Arbeitsverbrauch geringer als bei Schnecken, aber auch Leistung etwa 20 % kleiner. Durchmesser der Spiralen von Gebr. Commichau 200 bis 700 mm.**) Vorteil: Weniger Verstopfungen, was namentlich bei unregelmäfsiger Gutzuführung wichtig ist.

Schnecken und Spiralen sind meist nur für kurze***) wagerechte

---

*) Dingler Pol. J. 1912 S. 219 (Förder- und Lagereinrichtungen für Kalisalze).

**) Strenge, Hamburg, baut Stahlspiralen:

Aeufserer Durchmesser . .	in mm	100	200	300	500
Querschnitt des Flachstahles	„ qmm	20 × 5	38 × 7	64 × 7	76 × 7.

***) Zementwerkschnecken sind bis 75 m Länge ausgeführt. (Kraftbedarf 10 PS, zur Aufnahme des Achsialdruckes Spur- und Kammlager.)

oder bis zu 30° geneigte Förderstrecken zu empfehlen. Wirkungsgrad etwa 0,12 bis 0,15; Betrieb verhältnismäfsig teuer. Das Fördergut wird durchwühlt und leicht beschädigt; Luftzutritt mangelhaft, Staub bleibt in der Mulde liegen und wird immer wieder durchgerührt. Bedienung einfach, Ein- und Ausläufe an beliebigen, auch an mehreren Stellen zugleich. Mischung von Fördergut leicht möglich. Bauarten zum Stellen, Hängen oder zur Befestigung an der Wand. Antrieb durch Riemen oder Treibketten und (bei mehr als 230 mm Schneckendurchm.) Zahnräder. Ueber Anwendungen zum Beladen gedeckter Eisenbahnwagen (Salz usw.) Z. d. V. d. I. 1914 S. 783, zum Entladen von Wagen bzw. Schiffen (Zubringer und Regler) T. H. III S. 67 bzw. 221 und El. Kraftbetr. u. B. 1905 S. 692 (senkrechte Schnecken); über konische Schnecken Z. d. V. d. I. 1907 S. 61.

Tröge aus 2 bis 4 mm dickem Blech (feuersicher und glatt) oder aus Gufseisen, Holz (20 mm- bis 25 mm-Brettern) oder Beton. Zwischenraum zwischen Schnecke und Trog 3 bis 6 mm, Ausläufe mit Schiebern oder festen Auslaufstutzen versehen. Deckel (meist aus Holz) leicht abnehmbar.

Fahrbare Schneckenförderer für feinstückiges Gut bauen Amme, Giesecke & Konegen (vgl. fahrbare Bänder S. 510).

Bezeichnet d den Durchmesser und s die Steigung der Schnecke in m, n die Uml./min der Schnecke, l ihre Länge in m, L die wirkliche Förderleistung in l/sk, L_1 die höchste Förderleistung in l/sk, γ das Gewicht des Fördergutes in kg/l, E den erforderlichen Arbeitaufwand in mkg/sk, N den erforderlichen Arbeitsaufwand in PS, dann soll sein*)

$$d \overline{\overline{<}} 0{,}42 \text{ m}; \qquad s \sim 0{,}7d; \qquad n = \frac{45}{\sqrt{d}}.$$

Bei einem Füllungsquerschnitt von $0{,}42 \frac{\pi d^2}{4}$ ist

$$L_1 = 1000 \cdot 0{,}42 \frac{\pi d^2}{4} 0{,}7\, d \frac{n}{60} = 171 \sqrt{d^5} \text{ oder } d = 0{,}128 \sqrt[5]{L_1^2}.$$

Ferner ist $E = (1{,}35 \text{ bis } 1{,}8)\, l L \gamma$ mkg/sk, $N = (0{,}018 \text{ bis } 0{,}024)\, l L \gamma$ PS.

Nach Baumgartner: Leistung der Schnecken: $L = 5\, d^2 \pi n s$, wo L die Fördermenge in l/st, d der Schneckendurchm. in dm, n die minutliche Umlaufzahl, s die Steigung in dm. Arbeitsbedarf: $P = \frac{Q l}{250\,000}$ bis $\frac{Q l}{200\,000}$, wenn Q die Leistung in kg/st, l die Länge des Förderweges in m. (Umfangsgeschw. zu 1,3 m/sk angenommen.)

γ) **Förderrohre** (Abb. 260 u. 261) sind wagerechte oder schwach geneigte drehbare Rohre mit innerem Schneckengewinde. Vorteile: kein Verschmutzen des Gutes wegen Fehlens der Innenlager sowie infolge Staubfreiheit und Selbstreinigung, Schonung des Gutes, völlige Entleerung des Rohres, Mischung und etwaige Trocknung während der Förderung.

Abb. 260. Abb. 261.

δ) **Fördervorrichtung von A. Suefs**, Witkowitz (D. R. P. 162 994 und 183 962) (Abb. 262). Fördern durch Ab- und Vorrutschen an gehobenen schiefen Flächen; Glaser Ann. 1906 II S. 75 ff. (Fabrikate von Gebr.

*) Nach H. Fischer, Z. d. V. d. I. 1891 S. 987 ff.

Pfeiffer, Kaiserslautern). Leistungen der Fördervorrichtung von A. Suefs, Witkowitz, Mähren, bei Aufgabe von Zement:

— die lichte □-Weite der Fördervorrichtung ist bei Nr. I 180 × 180 mm, bei Nr. II 240 × 240 mm und bei Nr. III 300 × 300 mm —

Leistung in 10 st in kg: Nr. I 12 000 bis 96 000, bei $u = 10$ bis 60; Nr. II 54 000 bis 198 000, bei $u = 10$ bis 50; Nr. III 84 000 bis 335 000, bei $u = 10$ bis 40; u = minutl. Uml.

Angaben beziehen sich auf Portlandzement mit einem Litergewicht von 1150 g, Leistung bei Schlackenzement (mit einem Litergewicht von 950 g) etwas geringer.

2. **Gurtförderer** *) (Fördergurte, Bänder, Schleppriemen oder Traineure) sind (durch Vernähen, Vernieten, Ueberlappung) endlose, wagerecht oder

Abb. 262.

Abb. 263.

Abb. 264.

wenig geneigt (bis zu 27⁰), über liegende Rollen gespannte und von diesen getragene Bänder aus Gummi mit Hanfgewebeeinlage, Ballata oder Baumwolle. **) Eiserne Gliederstücke, Stahldrahtgurte ***) usw. von 0,2 bis 1,5 m Breite. Die Laufrollen sind aus Holz oder häufiger aus Eisen (meist leichte schmied-

---

*) Massentransport S. 179 ff.; T. H. II S. 13 ff.; Baumgartner I, S. 786; v. Hanffstengel, Z. d. V. d. I. 1913 S. 445 ff.; Gerke (Fufsnote *) S. 505 sowie St. u. E. 1913 S. 563 ff.

**) Für scharfe oder schwerstückige Güter (Erz, scharfen Kies, Sand, Kohle, Asche usw.) Baumwollgurte mit Deckschicht aus widerstandsfähigem Gummimantel — zuerst angewendet von der Robins Conveying Belt Co., New York [Muth-Schmidt, Berlin (Abb. 263)] und von F. Clouth G. m. b. H., Cöln-Nippes — zum Schutz gegen Feuchtigkeit und Abnutzung. Die Continental-Caoutschouc & Guttapercha-Co., Hannover, nimmt Zugfestigkeit 500 kg/qcm; nach Angaben der Vereinigten Gummiwaren-Fabriken Harburg-Wien beträgt die zulässige Spannung S für 10 mm Riemenbreite bei 25 facher Sicherheit: $S = \frac{7\,162\,000\,N}{b\,n\,r}$, wenn bedeutet: N die Anzahl der zu übertragenden PS, b die Riemenbreite in mm, n die minutliche Umlaufzahl der Treibscheibe, r den Halbmesser derselben in mm.

Die durch Versuche festgestellte zulässige Spannung beträgt bei 25 facher Sicherheit für 10 mm Riemenbreite von 1 bis 10 Einlagen:

bei Einlagen . . .	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
zulässige Spannung	2,0	3,6	5,2	6,7	8,2	9,8	11,3	12,9	14,5	15,9 kg.

Die Gurte werden unter einem Druck von 250 at geprefst und auseinandergezogen, um späteres Dehnen zu verhüten. Für weichere Fördermassen (Braunkohle, feines Salz u. dgl.) haben sich Gurte mit dünnerer Gummihülle (Abb. 264) als ausreichend erwiesen. — Baumwolle getränkt mit Ballata (gleichfalls gegen Feuchtigkeit) sehr widerstandsfähig; etwas billiger. Einfache Baumwoll- und Hanfgurte sehr hygroskopisch; Ballata wird in der Wärme leicht klebrig; auch zur Verwendung im Freien nicht zu empfehlen. — Ueber Fördergurte der Calmon A. G., Hamburg, Glaser Ann. 1913 I S. 82 ff.

***) A. W. Kanifs, Wurzen i. S. (Drahtgeflechte auch für Kohlenwäschen), desgl. Garelly, Saarbrücken (Drahtgewebe u. Stahldrahtgurte). — Ueber Siebbänder (Allport) Glückauf 1911 S. 1408.

eiserne oder stählerne Rollen mit eingesetzten Endzapfen) und haben bei dem Tragtrum je nach der Schwere und der Breite des Gurtes einen Abstand von 2 bis 4 (5) m (Getreide) bzw. 1,2 (0,9) bis 1,8 m (Kohle), bei dem Leertrum 4 bis 6 m bzw. 2,4 bis 3,6 m; Durchm. 80 bis 150 mm. Leitrollen von 300 bis 500 mm Durchm., wenn starke Ablenkung am Ende und an den Abwurfstellen; bei schwächerer Biegung auch wohl nur 150 bis 200 mm Durchm.

Das Fördergut wird durch einen Trichter aufgeschüttet (zur Erzielung geringsten Verschleifses mufs an den Aufgabestellen dem Gut annähernd dieselbe Richtung und Geschwindigkeit gegeben werden wie dem Bande) und fällt von dem Band in eine Abwurfrinne oder kann durch Einfügen einer besonderen Vorrichtung (eines festen Abwerfers oder fahrbaren Abwurfwagens)*) oder eines Abstreichers (Glückauf 1911 S. 1363) an beliebiger Stelle abgeworfen werden. Um zu verhindern, dafs körniges Gut seitlich abfällt, werden vielfach in

Abb. 265.

Abb. 266.

bestimmten Abständen schräg stehende Rollen verwendet, die den Gurt muldenförmig mehr oder weniger aufbiegen (Abb. 266); zuweilen werden noch für den oberen Gurt Sicherheits- oder Führungsrollen senkrecht zu den Schrägrollen an ihrem oberen Ende angeordnet, u. zw. entsprechend der Länge des Gurtes in Zwischenräumen von 9 bis 15 m.

A. Stotz, Stuttgart, verwendet Hanfgurte mit seitlicher Ketteneinfassung (Führung, Antrieb, Ablenkung).

Die Gurtförderer erhalten ihren Antrieb durch eine Riemenscheibe am besten von der Seite her, nach der gefördert wird (d. h. tragendes Trum gezogen). Antriebtrommel aus Gufseisen (auch wohl mit Holzbelag); Endstation vielfach zugleich Spannvorrichtung (Schraube oder Gewicht).**) Ueber umkehrbare Bänder Z. d. V. d. I. 1907 S. 324.

---

*) In diesen Abwurfvorrichtungen (Abb. 265) wird das Band auf zwei übereinanderliegende Rollen geführt, so dafs es eine kurze S-förmige Biegung machen mufs, während das Fördergut infolge seines Beharrungsvermögens in derselben Richtung weiterfliegt und in seitlich ausmündenden Rinnen abfliefst. Robins (Muth-Schmidt, Berlin) u. a. bauen einen Abwurfwagen, der zwischen beliebig einstellbaren Wendepunkten zur Verteilung des Schüttgutes selbsttätig hin und her fährt.

**) Nach Baumgartner (I_2 S. 784 ff.) sind bei 4 m Rollenabstand am Tragtrum (für Getreide)

bei Gurtbreiten von $B =$	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,8 m
die Spanngewichte $G =$	78,75	105	130	177	219	315	420	560 kg,

d. h. $G \sim 875 \times B^2$.

Wenn die Rollen enger stehen, kann die Gewichtanspannung in demselben Verhältnis geringer sein, doch empfiehlt es sich, die Gewichte nach Bedarf vergröfserbar (Blei- oder Eisenplatten) einzurichten. Robins benutzen nur Spannlager mit Schrauben für Spannlängen von 300 bis 750 mm.

Bei gröfseren Entfernungen sind Gurtförderer den Schnecken vorzuziehen wegen des wesentlich kleineren Arbeitsaufwandes; die tragenden Förderteile sind von dem eigentlichen Laufwerk vollständig getrennt. Das Gut liegt ruhig; alle vorkommenden Reibungen sind rollende. Innige Berührung des Förderstoffes mit der Luft. Das Band reinigt sich selbst (für klebriges Gut Bürste am Abwurf), und der Betrieb ist nahezu geräuschlos, der Raumbedarf sehr gering. Aufgabe und Abwurf an beliebigen, auch an mehreren Stellen zugleich. Fahrbare Gurtförderer Z. d. V. d. I. 1907 S. 1903 und 1912 S. 797.

In Silospeichern (Abb. 267), vgl. auch Abb. 294 S. 531, werden die Gurte vielfach auch um die Zellen herumgeführt, so zwar, dafs der untere Teil das austretende Getreide sammelt (Sammeltrum), der obere

Abb. 267.

Teil die Schächte füllt (Verteilungstrum). Senkrechte Gurtteile in Aussparungen der Mauern. — Ueber Steinkohlenverlader Z. d. V. d. I. 1911 S. 701 ff., über Gurtförderer mit Leisten für Heuförderung ebenda 1913 S. 1264.

Geschwindigkeit des Gurtes

für leichtes Getreide, Kleie, Mehl . .	$v = 2{,}0$	m/sk,
„ schweres „	$v = 2{,}5$ bis 3 (5)	„ ,
„ Kohle bei durchweg wagerechtem Bande	$v = 2{,}3$	„ ,
„ Kohle bei geneigtem Bande bis zu	$v = 3{,}3$ (4,5)*)	„ ,
Sortierbänder (Lesebänder)	v bis 0,3 (0,15)	„ .

Nach Amme, Giesecke & Konegen A. G., Braunschweig, ist die **Leistungsfähigkeit** eines flach arbeitenden Förderbandes bei gut gesichertem Betriebe, wenn bedeutet M die Fördermenge in cbm/st, T die Fördermenge in t/st, B die Bandbreite in m, v die Bandgeschwindigkeit in m/sk ($v = 2$ bis 4 für Getreide), γ das spez. Gewicht, bezogen auf Wasser (für schwere Frucht $\gamma \sim 0{,}75$, für leichte Frucht $\gamma \sim 0{,}6$),

$$M = (0{,}9\,B - 0{,}05)^2 \cdot 200\,v \quad \text{oder} \quad T = (0{,}9\,B - 0{,}05)^2 \cdot 200\,v\gamma.$$

Der Arbeitsbedarf ist abhängig von der Bauart der Rollen, der Lager, der Antriebe sowie des Bandes selbst, ferner von der Art der Bandführung, der tatsächlichen Förderhöhe und Förderlänge sowie von der Fördermenge. Bei guter Bauart und Ausführung ergibt sich bei den üblichen Gummi- oder Hanfbändern mittlerer Stärke und

*) Nach Robins 1,5 bis 2,5 m/sk.

mittleren Gewichts der tatsächliche Arbeitsverbrauch erfahrungsgemäfs zu:

$$A = \frac{T \cdot 1000\, h}{3600 \cdot 75} + \sqrt{T}\,[0{,}04\,(1{,}3 + x) + 0{,}008\,\sqrt[3]{T}\,(0{,}07\,l + 0{,}03\,l_1)],$$

wobei unter Hinweis auf die obigen Bezeichnungen bedeutet: A den Arbeitsbedarf in PS, h die tatsächliche Förderhöhe in m, l_1 die tatsächliche Förderlänge in m, l die Gesamtlänge von Endrolle zu Endrolle in m, x die Anzahl der Ablenkrollen des Bandes ohne Antriebrolle.*)

Gurtförderer für Getreide (Weizen und Roggen) (nach Kapler, Berlin).

Gurtbreite in mm	250	300	350	400	450	500	550	600	650
Leistung in t/st	10	15	20	25	30	40	55	75	100.

Für Gerste gilt das 0,8fache, für Hafer das 0,6fache.

Kruppscher Bandförderer.)**

Gurtbreite in mm	300	460	600	800	1000
Leistung in cbm/st	11,5	34	60	100	150
Arbeitsbedarf in PS etwa . .	3	5	9	14	25

bei 60 m langem Förderer und 1,25 m/sk.

Ueber die **Wirtschaftlichkeit** Lutherscher Gurtförderer Dingler Pol. J. 1910 S. 87 ff.

Nach Amme, Giesecke & Konegen A. G., Braunschweig, gilt ferner für **Sacktransporteure, Ballentransporteure***) und Steigbänder†)**

Breite der Bänder je nach Höhe der Säcke 550 bis 650 mm, bei Ballen 700 bis 1000 mm;
Geschwindigkeit des Bandes 0,5 bis 1,5 (2,0) m/sk.

Bedeutet v die Geschwindigkeit in m/sk, a den Abstand der einzelnen Säcke auf dem Bande in m, so ergibt sich die Stückzahl der stündlich beförderten Säcke zu $S = \frac{3600\, v}{a}$.

Bedeutet ferner h die tatsächliche Förderhöhe in m, l die tatsächliche Förderlänge in m, q das Gewicht des einzelnen Sackes in kg, so beträgt erfahrungsgemäfs der Arbeitsbedarf in PS bei gut entworfenen

---

*) Nach Baumgartner (Mühlen- und Speicherbau, Hannover 1906) S. 127 gilt für Getreideförderung: Leistung Q bei $v = 2$ m/sk

bei Gurtbreiten von	350	400	500	600	700	800	mm,
von geraden Gurten	12,5	22,5	45,0	60	75	90	t/st,
von Gurten mit gehobenen Bändern	17,5	25,0	47,5	75	85	100	„ .

Dabei ist der Arbeitsbedarf in PS $\sim N = \frac{Q\,L}{500}$, wenn L die Förderlänge in m, Q die Fördermenge in t/st bedeuten. — Ueber Bänder von C. Scholtz, Hamburg, Hache, Berg- u. Hüttenmänn. Rundschau 1907 S. 85 ff.; Koksbänder St. u. E. 1912 Taf. 4.

**) Einzelheiten: Buhle, Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 1908 S. 690 ff. — Ausführliche Zahlentafeln für Robins-Bänder (Muth-Schmidt, Berlin) Massentransport S. 190; Z. d. V. d. I. 1912 S. 1169 ff.

***) Z. d. V. d. I. 1906 S. 667, 1907 S. 1903, 1912 S. 1942 und Z. f. Binnensch. 1912 S. 91.

†) Beförderung von Menschen in Warenhäusern usw. Z. d. V. d. I. 1906 S. 307, 1911 S. 1250; Organ 1912 S. 320; Dingler Pol. J. 1907 S. 595; Glaser Ann. 1908 II S. 223 ff.; Bandförderer für Abschneidetische (Ziegelindustrie) Dingler Pol. J. 1911 S. 582; Gurte für Postpackkammern Verkehrstechn. Woche 1912 S. 808 u. 850 ff.

Transporteuren etwa $A = \frac{qv}{75\,a}(fl + h)$, wobei $f = 0{,}08$ bis $0{,}15$, je nach Güte der Ausführung, ist.

Abstand der Unterstützungsrollen $\gtrless 0{,}5$ (0,75) m.

Für harte, grobstückige Massengüter*) und grofse Mengen (gewisse Lesebänder) kommen statt der Hanfgurte aufser den Fördergurten mit verstärkter Gummischicht vielfach **Stahltransportbänder****) zur Verwendung, bei denen eine Anzahl Platten zu einer endlosen Kette vereinigt sind. Abwurf bei wagerechten oder bis zu 15° gegen die Wagerechte geneigten Bändern am Endumführungsrade (z. B. Kettenrostfeuerung von Babcock & Wilcox, Borsig, BAMAG usw. s. Haier a. a. O.) oder durch fahrbare Abstreicher, bei schrägen Transportbändern [15 bis 45° (60°)] nur bei der Endumführung wegen der besonderen Tragplattenform (Rücken- und Seitenplatten winkelrecht zu den Tragplatten), die ein Rutschen des Gutes verhindert. Der sich aus der Ueberwindung der Reibungswiderstände (rd. $^1/_{80}$ des Gewichts des bewegten Bandes einschl. der darauf befindlichen Fördermenge) und der Arbeit für das Heben des Gutes zusammensetzende Arbeitsaufwand ist klein, da an den Gelenkbolzen der Kettenglieder Hartgufsrollen mit Dauerschmierung (Schwämme in der hohlen Nabe) sitzen, die auf den Voll- und Leerseiten auf Stahlschienen laufen. Anlagekosten etwas gröfser als bei Gurtförderern, aber auch Dauer gröfser. Diese Bänder können auch in einem Teil wagerecht, im anderen geneigt geführt werden (⌐-Form); beim Richtungswechsel Druckschienen. Breite des Bandes 0,75 bis 1 m; Geschwindigkeit 0,25 bis 0,4 m; stündliche Leistung bis 150 t Kohle. Betrieb rauh (Aufbereitanlagen, Schlacken- und Aschentransport); Antrieb kräftig und reichlich zu bemessen. Rechnerisch läfst sich die Beanspruchung der Ketten selten genau bestimmen (Stauungen, Klemmungen usw.).

3. **Rollenförderer** eignen sich namentlich für langgestreckte Sammelkörper [Schienen, Träger usw. in den Walzwerken (Rollgänge St. u. E. 1910 S. 313, 710 u. 1021; 1911 S. 1534; ferner Z. d. V. d. I. 1909 S. 198 u. 798, fahrbare Hebetische), Stämme, Bretter u. dgl. in den Sägemühlen usw. (J. Pohlig A.-G., Cöln,***) Bolinder,†) Skandinavien,

---

*) Wie z. B. selbst für Gepäck auf Bahnhöfen (und Landungsstegen) Z. d. V. d. I. 1906 S. 21, 1907 S. 1067 u. 1901; 1914 S. 1096; El. Kraftbetr. u. B. 1906 S. 6 ff.; Glaser Ann. 1908 II S. 173 ff. (Tafeln 9 bis 12); Dingler Pol. J. 1911 S. 118.

**) Kettenroste (selbsttätige Feuerungen Z. d. V. d. I. 1913 S. 1112; vgl. auch Haier, Dampfkesselfeuerungen, Berlin 1910 [Arbeitsbedarf für Wanderroste (nach Pauksch A. G., Landsberg): rd. $^1/_2$ PS für einfache Roste bis 4 qm, $^3/_4$ PS dsgl. bis 6,8 qm, 1 PS dsgl. bei rd. 10 qm; für Doppelrost von rd. 20 qm etwa 2 PS]; Knüppeltransporteure Dingler Pol. J. 1905 S. 693; umlaufende Giefstische usw. St. u. E. 1907 S. 279 u. 350 (Uehling, New York). Eisernes Band von Humboldt, Cöln, Dingler Pol. J. 1907 S. 275. — Diese Bänder werden vielfach auch als Platten- bzw. Pfannentransporteure ausgeführt bzw. bezeichnet. — Ueber fahrbare Koksförderbänder (Méguin, Dillingen), Koksverladeeinrichtungen (Brunck) usw. St. u. E. 1910 S. 1799 ff. sowie Glückauf 1911 S. 1369.

***) T. H. III S. 225.

†) Bauholz- und Bretterförderer: gufseiserne Rollen von 250 mm Durchm. und 750 mm Länge. Entfernung 1,5 m; getrieben von kleinen Wellen von rd. 25 mm Durchm. und Kegelräderpaaren, die die Geschwindigkeit von 3 auf 1 mindern. Brettergeschwindigkeit 0,75 bis 1,0 m/sk. Zahl der minutl. Uml. der Rollen rd. 60 bis 80. Bretter länger als 3 m, so dafs sie mindestens auf 2 Rollen ruhen. Kurven möglich, wenn auch arbeitfressend. Motor von 5 PS für je 150 m (in der Mitte aufgestellt) (T. H. III S. 67).

und Allis, Milwaukee)], Gepäck usw. (Unruh & Liebig, Leipzig), bei Wendestationen auch durch Antrieb der Unterstützungsrollen, die das Gut vorwärtswälzen (Z. d. V. d. I. 1907 S. 1067). Rollbahnen für Stückgüter in Bahnhofschuppen (Bebra) Organ 1912 S. 188 u. Taf. XXIV. — Umlaufender Sand- und Formenförderer Z. d. V. d. I. 1912 S. 1529; Rollenförderer für Ballenstroh-, Häcksel- und Heuförderung Z. d. V. d. I. 1913 S. 1264. — Selbsttätige Rollbahnen zum Befördern von Flaschenkasten, Kisten, Platten, Steinen, Briketts usw. baut die Berliner A. G. vorm. J. C. Freund & Co., Charlottenburg; diese Rollbahn wird auch als fahrbare Rampe ausgeführt. Fahrbare Rollbahnen baut dsgl. Schoof & Weigel, Erfurt; vgl. auch Organ 1912 Taf. 47 sowie Fördertechnik 1912 S. 247 (Blechtransport).

4. **Förderrinnen** (Schüttelrinnen bzw. -rutschen, Wippen, Schwingen)*) wirken durch Uebertragung einer hin und her gehenden Bewegung der das Fördergut tragenden Unterlage auf das erstere. Grofse Anspruchslosigkeit im Betrieb. — Verschleifszahlen St. u. E. 1911 S. 2073.

Nach der Art der Bewegungsentstehung sind unterscheidbar:

α) Förderung durch Richtungsänderung. Die Bewegung der Rinne erfolgt durch ein einfaches Kurbelgetriebe mit langer Zugstange unter Anwendung verschiedenartiger Druckwirkungen des Fördergutes auf der Unterlage beim Hin- und beim Rückgang. Um zu erreichen, dafs das Fördergut sich dauernd nach der gleichen Richtung bewegt, ist die Führung der Unterlage schräg zur Förderrichtung gewählt, so dafs beim Vorwärtshub der Druck der Rinne gegen das Gut erhöht, beim Rückgang vermindert wird. Die Förderung und ihre Richtung sind bedingt durch die Neigung der Stützpendel. Kleiner Kurbelradius, grofse Umlaufzahl. — Schwingförderrinnen.

Abb. 268.

Abb. 269.

Schwingförderrinnen sind also auf Pendeln (Holz- oder Rohrfedern, Metallstangen usw.) wagerecht oder bis zu 15 % geneigt auf dem Boden gelagerte (Abb. 268 u. 269) oder an Decken oder Wände gehängte Tröge, die von einem Kurbelgetriebe in schwingende Bewegung gesetzt werden, wobei das Fördergut stets in der gleichen Richtung vorgeworfen wird. Einlauf und Auslauf (am Ende oder durch Oeffnung im Trogboden) beliebig, auch an mehreren Stellen zugleich (Schieber oder Zungenklappen). Lange Rinnen werden in der Mitte geteilt und mit mehreren (2 bis 4) entgegengesetzt stehenden Kurbeln angetrieben, wodurch Ausgleich erzielt und Erschütterungen vermieden werden. Kühl- und Trockenvorgänge sind mit der Förderung leicht zu verbinden. Stockwerkrinnen sind bei Platzmangel sowie zum Reinigen und Sortieren des Gutes (Siebe) zu empfehlen. — Diese Rinnen werden in einer Länge bis zu 15 m hergestellt. Für gröfsere Längen bei gröfseren Leistungen Ausgleich (Ausbalancierung) nötig durch Teilung: Eine ~ 30 mm höher gelegene Rinne arbeitet in eine andere mit um 180° versetzter Kurbel oder Seitenförderung nach Abb. 268 u. 269. Der Arbeitsbedarf der Balancerinnen ist ein Drittel kleiner als derjenige der einfachen Rinnen.

1. Der Hub beträgt bei den **Rinnen von Kreifs**, Hamburg, bzw. bei den Ausgleichrinnen (Patent Zimmer, London) 25 bis 30 mm, die minutl. Umlaufzahl 300 bis 350 (letztere für geneigte Rinnen). Der Arbeitsaufwand schwankt zwischen $^1/_{200}$ bis $^1/_{30}$ PS für die Meter-Tonnen-Stunde; bei längeren und breiteren (also mehr leistenden) Rinnen ist er — auf die Einheit bezogen — geringer als bei kleinen Verhältnissen.

*) H. Fischer, Z. d. V. d. I. 1891 S. 1012 ff. (Theorie); Massentransport S. 202 ff. sowie v. Hanffstengel, a. a. O. I. Bd., 2. Aufl. S. 227 ff. und Gerke (Fufsnote *) S. 505); vgl. auch Jüngst, Glückauf 1910 S. 863; — Richter, Betriebsergebnisse von Schüttelrutschenanlagen, Glückauf 1913 S. 1717 ff.

Wagerechter } Weg bei einer Umdr. rd. { 25 mm
Senkrechter } Weg bei einer Umdr. rd. { 3 „ . Sekundl. Fördergeschwindigkeit des Gutes schwankt zwischen 165 und 265 mm.

Förderrinnen von Kreis, Hamburg.						
	Rinnenbreite in mm	150	350	600	800	1000
	Rinnentiefe „ „	120	150	200	250	250
	Leistung in cbm	3	11	28	45	70

Gebaut sind Längen von 100 m und 2 m Weite (gröfsere möglich). Besonders häufig für die Entnahme von Kohle und Koks aus Silos (Rütteltisch von Weifs), für die Förderung zum Elevator; dsgl. für Kies und in chemischen Fabriken usw.,*) auch für Asche, Schlacke, Zement in glühendem Zustande.

2. **Förderrinnen von Gebr. Commichau,** Nestomitz (Aufsig) (meist $n = 270$ bis 320. Kurbelhalbmesser 18 bis 25 mm, Rinnenblechstärke 2 bis 4 mm — bei Koks gröfser als bei Kohle —, Pleuelstange aus Holz — elastisch —).

Rinnen für stark schleifendes Gut erhalten leicht auswechselbare Stahlblecheinlagen. Sehr breite Rinnen werden in zwei nebeneinander arbeitende Tröge zerlegt; Antrieb von gemeinsamer Achse durch zwei um 180° versetzte Kurbeln. Verwendung als Kühlrinnen (Zucker) und Siebrinnen (gleichzeitige Förderung und Trennung).

3. Ueber **Rinnen von A. Strenge,** Hamburg, T. H. III S. 289 und Uhland, Prakt. Masch.-Konstr. 1909 Nr. 10.

4. Dsgl. von Schule, Hamburg, Massentransport S. 205 (Angaben über Arbeitsbedarf).

β) Förderung durch Beschleunigungswirkung mittels Propeller- oder Wurfgetriebe (Maschinenschaufel). Rinnen mit nur wagerechter Bewegung; Rinne und Fördergut werden langsam vorwärts-, die Rinne dann schnell zurückgezogen. Umlaufzahl wesentlich kleiner als bei α).

1. **Propellerrinnen von H. Marcus,** Cöln,**) ausgeführt von G. Luther A. G., Braunschweig, und von der Karlshütte A. G.,***) Altwasser (Schlesien). Sie werden für Steine, Erze, Klinker usw. als sog. Gitterrinnen mit auswechselbaren Rinnenschüssen von 2 bis 2,5 m ausgeführt (besonders für die Zement- und Hartsteinindustrie). Vgl. auch Dissertation von P. Brandt, Berlin 1913.

2. Ueber die **Torpedorinne von Amme, Giesecke & Konegen,** A. G., Braunschweig, Buhle, Verkehrstechn. Woche 1910 (5. Jahrg.) Nr. 5 S. 109 ff. sowie Aumund, Z. d. V. d. I. 1911 S. 840 u. 721 ff. (D. R. P. 240 977).

γ) **Schubförderrinnen** dienen zum Fördern schlammigen, erdigen und pulverförmigen Gutes sowie für gemischte Massen. In einem auf Rollen gelagerten, durch Kurbel bewegten Trog [Abb. 290 (Commichau)] dreht sich eine mit Kratzerschiebern besetzte Welle beim jedesmaligen Hubwechsel um 180° oder wird bei feststehendem Trog vor- und rückwärts bewegt und gleichzeitig um 180° gedreht. Vollständige Schonung des Gutes und geringer Verschleifs. Bei 300 mm Durchm. werden rd. 50 t/st Kohle gefördert. Bei kleinerer Förderlänge wird die Rinne bewegt, bei gröfserer (bis zu 60 m) die Welle [Ausführung von Heyl & Patterson, Pittsburg (Deutsche Bauz. 1904 S. 546)].

Abb. 270.

5. **Wurfförderer** erteilen dem Fördergut eine durch Stellvorrichtungen regelbare Geschwindigkeit in einer gleichfalls vorher bestimmbaren und gegebenenfalls veränderlichen Richtung, so dafs der Förderstoff (Kohle, Briketts usw.) eine gröfsere oder kleinere Strecke (z. B. auf einen Rost) fliegt. — Katapultfeuerung von Topf & Söhne, Erfurt (T. H. II S. 87 ff.), „Selbstheizer" der Sächs. Maschinenfabrik A. G., vorm. Hartmann, Chemnitz (Z. d. V. d. I. 1914 S. 762) usw.

6. **Kratzer** [Schlepper, Schleppketten bzw. -seile, Seilförderer usw.†) (Abb. 271 bis 277)] sind Fördervorrichtungen mit einfach oder doppelt

*) Glückauf 1901 S. 858 ff. (dort auch über fahrbare Rinnen, dsgl., T. H. III S. 67).

**) Marcus, Z. d. V. d. I. 1902 S. 1808 ff., Lindner, Fördertechnik 1912 S. 81 ff. (Theorie).

***) Klein, Z. d. V. d. I. 1910 S. 1889 ff. (Betriebskosten).

†) Buhle, Massentransport S. 207 ff.; v. Hanffstengel, a. a. O., Teil I, 2. Aufl., S. 55 ff.; vgl. auch Gerke (Fufsnote *) S. 505); ferner Pendelschlepper für Feineisenstäbe St. u. E. 1907 S. 320 usw.

angeordneten Zug- (Ketten, Seilen) oder Druckmitteln (Stangen, Röhren), an denen in bestimmten Abständen Rundeisen, Rechen oder volle Kratzer aus Metall oder Holz befestigt sind, die das Gut in einem Rinnentrog vor sich her schieben. Durch Schienen unterstützte Führungslappen oder Rollen tragen die Förderer. Aufgabe wie Ablafs des Gutes an beliebiger Stelle, auch an mehreren gleichzeitig. Betrieb einfach, sicher und billig, fast ohne Bedienung; in Gaswerken und Kesselhäusern sowie Hüttenwerken ist damit selbsttätige Behälterfüllung leicht erzielbar.

Bezeichnet nach Fredenhagen, Offenbach, Q die Fördermenge in cbm/sk (bis 100 cbm/st), J den Inhalt des zwischen den Kratzern liegenden Raumes in cbm, a den Abstand der Kratzer in m (bis 0,6),*) v die Geschwindigkeit in m/sk (0,2 bis 0,6),**) e den Füllungsgrad (er schwankt je nach Art des Gutes und Geschwindigkeit des Fördermittels zwischen 40 und 80% des theoretischen Kratzerzwischenraumes), so ist $a\,Q = J\,v\,e$.

α) **Kratzer von Eitle**, Stuttgart (Abb. 271 u. 272). Trog aus 2]-Eisen mit untergenietetem Bodenblech. Der (untere) arbeitende

Abb. 272.

Abb. 271.

Abb. 273.

Strang schleift mittels besonderer Gleitstücke auf angeschraubten Hartholzleisten; rücklaufendes Trum von Kettenrädern getragen. Bei besseren Ausführungen auch unten kleine Laufrollen (Abb. 272).

β) **Ketten von Schmidt**, Wurzen i. S., Rundeisenglieder wechseln ab mit flacheisernen, an denen Kratzer befestigt sind.

γ) **Link-Belt-** und **Dodge-Ketten** (Monobarkratzer) (W. Fredenhagen, Offenbach) (Abb. 273); s. auch Haufenlager S. 534.

δ) **Kratzerrinnen von de Brouwer** (BAMAG) (Journ. Gasb.-Wasserv. 1901 S. 426). Statt Kratzerbleche runde oder achtkantige Stäbe; bei $v = 0{,}16$ m/sk und 300 bis 500 hl/st Koks 1 bis 1,5 PS für je 10 m Länge.

ε) **Kratzerrinnen von Merz** (BAMAG) (Abb. 274).***) Trog Gufseisen, Teile 1,4 m lang und verschraubt. Arbeitsaufwand bei rd. 60 m 3 PS. Bei Förderung nach beiden Seiten Rechen nicht gekrümmt.

---

*) Nach Zimmer: $a = 0{,}457$ bis 0,914 m.

**) Nach Zimmer: $v = 0{,}3$ bis 0,9 m/sk (die kleineren Werte gelten für Koks, die gröfseren für Gut, das durch Bruch nicht erheblich entwertet wird). — Beispiele:

1. Trog 610 mm breit, $a = 0{,}610$, $v = 0{,}51$; Leistung ∼ 30 t/st (Kohle),
2. „ 508 „ „ $a = 0{,}457$, $v = 0{,}91$; „ ∼ 40 „ „
3. „ 685 „ „ $a = 0{,}610$, $v = 0{,}24$; „ ∼ 20 „ (Koks).

***) Journ. Gasb.-Wasserv. 1911 S. 1169.

ζ) **Bamag-Marshall-Rinnen.** Der Koks wird bis zur Abwurfstelle in einer gegliederten Rostrinne getragen; neuerdings infolge Drehbarkeit des Rostes Entleerung an beliebiger Stelle (nicht nur am Ende der Rinne) möglich [s. auch Conveyor und Eisenbänder (Tragrollen drehen sich nur, bewegen sich aber nicht fortschreitend)], Dingler Pol. J. 1906 S. 290 ff.

η) **Schlepper oder Drahtseilförderer** der Jeffrey Mfg. Co., Columbus, und Heyl & Patterson, Pittsburg. Weil statt Kette ein Seil, so

Abb. 274.

Abb. 275.

Abb. 277.

Abb. 276.

keine zu schmierenden Gelenke, kein plötzlicher Bruch und billig. Kreisrunde Scheiben auf Seil mittels Muffen festgeklemmt (Abb. 275 bis 277); gerade oder im Gefälle; besonders verwendet zur Beförderung von Holzkloben, Schnitzeln, Spänen, Heu, Häuten u. dgl. und auch von breiigem Gut; v rd. 0,5 bis 0,6 m/sk.

ϑ) Endlose Mitnehmerschleppketten baut A. Klönne, Dortmund, für Koks-Lösch- und -Förderanlagen nach D. R. P. 124 395.

ι) Schubkratzer von Heyl & Patterson, Pittsburg, T. H. III S. 11; vgl. auch Abb. 270 S. 514.

κ) A. Stotz, Stuttgart, baut Kratzertransporteure als Förderrinnen mit Glasbelag; ferner Rechentransporteure (für Rübenschnitzel) mit zerlegbaren Stotzschen Stahlbolzenketten (30 verschiedene Abmessungen von 25 bis 175 mm Teilung für 700 bis 8000 kg Prüfungsbelastung).

λ) Kratzer von G. Sauerbrey A. G., Stafsfurt, zum Fördern und Entspeichern von Kalisalzen wie für alle hygroskopisch verhärtenden Stoffe (Kratzerbleche mit angeschraubten gezahnten Stahlgufsschienen). Geschwindigkeit 0,2 bis 0,5 m/sk, bei trockenem feingriesigen Gut bis 0,8 m/sk. Führung der Kratzerketten in zwei parallellaufenden ⊔-Schienen oder Winkeleisen, bei geschlossenem Fördertrog auf dessen verstärkten Bordleisten. Führung des Leertrums mittels Tragrollen. Beim Fördern oder Entspeichern von Lagerhaufen meist ohne Trog (bzw. Bodenblech) angewendet. Blechdicke der Kratzerschaufeln 4 bis 7 mm; Stärke des Bodenbleches im Trog 6 bis 8 mm, seitlicher Zwischenraum zwischen Seitenkante des Kratzerbleches und Trog (je nach Korngröfse des Gutes) mindestens 5 bis 10 mm. Beim Fördern im geschlossenen Trog häufig die unteren Ecken der Schaufeln ab-

geschrägt oder Arbeitskanten leicht nach vorn gekrümmt, damit das Gut an dem Kratzerblech hinaufzugleiten strebt (Verminderung der Reibungsarbeit — besonders wichtig bei stark schmirgelnden Stoffen).

Ueber Kratzerschaufeln oder Schaufelkratzer Z. d. V. d. I. 1906 S. 1627, Dingler Pol. J. 1910 S. 562; vgl. auch Schürfkübel S. 499; über Kratzerbecherwerke vgl. Fördertechnik 1909 S. 142. — Ueber Fördervorrichtungen für abgeschnittene Blockenden (Breitfeld, Danek & Co., Prag) St. u. E. 1913 S. 868 ff.

Ueber **Anlage- und Instandhaltungskosten** Massentransport S. 211; vgl. auch S. 490 (Bem. über Anlage- und Betriebskosten).

b. Senkrechte oder stark geneigte Förderung.

1. **Elevatoren** (Becher-, Paternoster- oder Schöpfwerke)*) dienen in der Regel zur Förderung vorwiegend schöpfbarer Stoffe (Sand, Getreide, Kohle, Koks, Berge u. dgl.) von unten nach oben auf Höhen von etwa 20 bis 50 m (vgl. Conveyor S. 521). Die Becher werden der Art des Fördergutes entsprechend auf endlosen, über zwei Scheiben gelegten Baumwoll-, Hanf-, Guttapercha-, Leder- (teuer) oder Gummigurten oder an eisernen Gliederstücken**) bzw. Ketten befestigt. Gurte laufen auf gewöhnlichen Riemenscheiben, Ketten auf Trommeln oder Rädern. Neben zerlegbaren Gelenk- und Stahlbolzenketten werden für besonders stark beanspruchte Elevatoren Kran- und Schiffsketten (meist doppelsträngig) verwendet (Fredenhagen: Gray-Kette). — Die Gurte werden meist in Gerbsäure getränkt, um sie gegen Mäuse und Ratten zu schützen.

Abb. 278.

Die aus Weifsblech, Eisenblech oder Stahlblech, verzinktem, emailliertem oder verbleitem Blech, aus schmiedbarem Gufs,***) in Kupfer oder Messing hergestellten, zuweilen durchlochten bzw. gitterförmig durchbrochenen†) Becher (Abb. 279) werden hinsichtlich ihrer Form und ihrer Abmessungen den Eigenschaften und der Menge des Fördergutes angepafst. Becherbreite etwa 10 bis 15 mm kleiner als die Gurtbreite. — Becherwerke können

---

*) Fischer, Z. d. V. d. I. 1891 S. 924; Aumund, ebenda 1911 S. 376 ff.; v. Hanffstengel, ebenda 1918 S. 450 ff.; ferner: Hunt-Pohlig-Elevator S. 498, pneumatische Elevatoren (Saug- oder Druckluftförderer) S. 525. Ueber Elevatoren (Getreidespeicher) S. 529 ff. — Mechanischer Kohlenschaufler (Pohlig) Glückauf 1912 S. 2025.

**) Stahldrahtgurte; Becherbefestigung nach D. R. P. 201 527 von Amme, Giesecke & Konegen A. G., Braunschweig (vgl. Buhle, Dingler Pol. J. 1910 S. 49).

***) Stahlgufsbecher von Amme, Giesecke & Konegen für Eistransporteure.

†) Elevatoren für Entwässerungszwecke (W. Rath, Mühlheim a. Ruhr, D. R. P. 163 122).

senkrecht sowie in jedem Grade geneigt*) arbeiten. Der Gurt wird bei kleineren Becherwerken durch Nachziehen der Gurtverbindungen gespannt (K. Reuther, Saarbrücken), bei gröfseren Elevatoren durch Schieberlager (Gewichthebel oder Schrauben), und zwar bei leichtem Gut der Bequemlichkeit wegen am Fufs (Schöpftrog), bei schweren Becherwerken an der abnehmbaren Auswurfhaube am Kopf.

Der Antrieb erfolgt am Kopfende des Elevators durch Riemenscheiben, Rädervorgelege oder durch Schnecken (Elektromotoren). Die Geschwindigkeit ist unter Berücksichtigung der Eigenschaften des Gutes festzustellen; Geschwindigkeit der Gurtelevatoren bis zu 2 m; da die Fliehkraft mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wächst, so ist sicheres Entleeren leicht zu erreichen.

Aufziehender Tragstrang durch Rollen unterstützt. Tragkonstruktion bei kleinen Becherwerken aus 2 Profileisen, bei grofsen Elevatoren aus leichten Fachwerkträgern. Geschwindigkeit 0,3 bis 0,6 m/sk, bei Nufskohle bis 1 m, Becherinhalt 2,5 bis 15 (20) l. — Nach Pohlig Neigung 60 bis 70°, Geschwindigkeit bis 0,5 m/sk, Becherinhalt 25 bis 100 l, Leistung bis über 100 cbm/st. (Vgl. geneigte Stahltransportbänder.) — Grofse Kohlenelevatoren leisten 100 t/st.

Nach Krupp (Grusonwerk) Breite der Becher 100 bis 500 mm, wobei bei den Breiten 100 bis 150 mm Rädervorgelege wegfallen kann. Umdrehungen der Ketten- oder Gurtscheibe in 1 min 46 bis 24. Arbeitsbedarf bei 10 m Förderhöhe 0,3 bis 6 PS. Stündliche Leistung 1,9 bis 50 t (bei halber Becherfüllung).**)

Elevatoren mit grofser Geschwindigkeit und solche, die Staub entwickelnde Massen heben, werden in Holz oder Eisenblech eingekleidet. Das Gehäuse (Fufs, Kopf und Schlote) wird — wenn aus Holz — aus 20 bis 25 mm starken Brettern (feuergefährlich), — wenn aus Eisen — aus $1^1/_2$ bis 2 mm starkem Blech oder aus Gufseisen hergestellt. Türen und Klappen zur Ueberwachung der Arbeitweise (Verstopfen). Baulängen der eisernen Schlote 4 bis 6 m, Verbindung durch Winkelringe. Aufgehender Förderstrang zweckmäfsig stets mit Blechverschalung (Bodenblech mit Seitenwänden); wenn das Becherwerk im Freien arbeitet, so ist es vollständig einzuschliefsen (Schlauch) (Querschnitt rund oder rechteckig). An der Umkleidung werden zweckmäfsig Schienen befestigt, an denen die Becher mit ihren Führungslappen gleiten (Abb. 279 bis 281) (Gebr. Commichau); für sehr schwere Elevatoren selbstschmierende Kette.***)

Die Patentbecher der Elevatoren von Unruh & Liebig, Leipzig,

---

*) Nach Eitle, Stuttgart, erfordern Becherwerke für stückige Stoffe (Koks, Kohle, Erze, Gesteine usw.) eine von der für mehliges oder griesiges Gut gebräuchlichen abweichende Bauart (Abb. 278). Zu empfehlen wegen des Schöpfens und Auswerfens eine Neigung von 75° gegen die Wagerechte, ferner Gallsche oder Ewarts-Ketten und verzahnte Endrollen. Der zweckmäfsig aus Gufseisen hergestellte Schöpftrog soll so eingerichtet sein, dafs die Becher seinen ganzen Inhalt greifen, d. h. Halbmesser des Bogenstückes nur wenig gröfser als der von der äufseren Becherkante bestrichene; deshalb auch die untere Rollenachse grundsätzlich festliegend, während die obere zum Spannen verschiebbar.

**) Näheres Buhle, Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 1908 S. 693.

***) Ueber das von der BAMAG ausgeführte Körtingsche Becherwerk, dsgl. über den Rudertschen Elevator Dingler Pol. J. 1906 S. 321 ff. — Ueber den Ringschieber-Speiser von Münckner & Co., Bautzen, Buhle, Kraft 1912 S. 47 ff.

(Abb. 282 und Zahlentafel Massentransport S. 216) sind unmittelbar aneinandergesetzt, so dafs die Rückwand zur Schüttrinne ausgebildet ist, wodurch sich Gröfse und Kosten vermindern. Auswurf und Einwurf werden stetig, stofsfrei. Haltbarkeit grofs, Arbeitsaufwand gering, Geschwindigkeit grofs. Oft erhebliche Arbeitsersparnis dadurch, dafs das Gut in jeder beliebigen Höhe zuführbar, d. h. nicht in den Fufs des Elevators zu führen nötig ist. Grofse derartige (Schiffs-)*)

Abb 280.

Abb. 282.

Abb. 279.

Abb. 283.

Abb. 281.

Elevatoren für Getreideförderung 400 t/st.**) — Ueber Becherwerke zum Abwärtstransport (Schonung der Kohle) vgl. Frahm, Das englische Eisenbahnwesen, Berlin 1911, S. 137.

---

*) Mit Hinweis auf Abb. 283 (fahrbarer Schiffselevator von Nagel & Kaemp, Hamburg) sei bemerkt, dafs Schrägstell(Pendel-)vorrichtungen (häufig Doppel-Elevatoren an einem Ausleger) wesentlich zur schnellen und gleichmäfsigen Entladung der Schiffe beitragen; vgl. auch Z. d. V. d. I. 1911 S. 1041 ff. — Kohlenheber von Gebr. Burgdorf, Altona, u. a., ebenda 1912 S. 1608, 1913 S. 206 und Fördertechnik 1912 S. 217 ff. — Asche-Elev., ebenda 1911 S. 69. — Torf-Elev. ETZ 1912 S. 1302 ff. — Becherwerk für Postbeförd., ebenda 1913 S. 46 ff. — Schacht-Elev. Berg- u. Hüttenm. Rundschau 1911 S. 66 ff. — Fahrbare Koks-Elev. Journ. Gasb.-Wasserv. 1913 S. 318 ff. — Sack-Elev. Z. d. V. d. I. 1912 S. 1940 [Bauart Schwanda (Amme, Giesecke & Konegen A. G., Braunschweig)]. — Tonnen-Elev. Dingler Pol. J. 1909 S. 378 ff. — Kisten-Elev. Z. d. V. d. I. 1893 S. 1352. — Schwellenstapelmaschinen für Imprägnieranstalten von Fredenhagen, Offenbach (stündl. 500 bis 600 Schwellen, 3 PS), Buhle, Organ 1912 S. 132. — Menschen-Elev. S. 424. — Fleisch-Elev., Munitions-Elev. usw. T. H. III S. 229; Eis-Elev. Z. d. V. d. I. 1912 S. 1051. — Sand-Elev. (Giefsereizwecke), St. u. E. 1907 S. 276 sowie Buhle, Dingler Pol. J. 1908 S. 449 ff. (selbsttätige Sandaufbereitungsanlagen); ebenda 1909 S. 870 über **Wägevorrichtungen** für Schüttgut (dsgl. Massentransport S. 252 ff.). Ueber Bandrechen für Abwässerreinigung (vgl. auch Hubräder) Massentransport S. 361 ff., III Bd. S. 704. Ueber fahrbare Schaufel-Elev. von Stöhr, Offenbach, D. R. P. 206 893; ferner Z. d. V. d. I. 1913 S. 1045 (Bauarten Fredenhagen, Amme, Giesecke & Konegen, Stotz); Dreschmaschinen-Elev. ETZ 1910 S. 792 ff.

**) Lufft, Dingler Pol. J. 1907 S. 785 ff.; vgl. daselbst auch 1910 S. 1 u. 33 (Amme, Giesecke & Konegen A. G., Braunschweig); ders., Z. f. Binnensch. 1911 S. 422 (Bunker-Elev. für 1000 t/st Kohlen von Smulders, Schiedam).

Nach Amme, Giesecke & Konegen A. G.,*) Braunschweig, ist, wenn bedeutet: i den Inhalt der Becher in cbm, d die Anzahl der Becher auf 1 m Gurt [bedingt 1. durch die Becherform (die Dichtigkeit der Becher auf dem Gurt ist wegen des guten Schöpfens und Auswerfens von der Form der Becher abhängig), 2. durch v], v die Gurtgeschwindigkeit in m/sk, φ die Füllungszahl der Becher (abhängig von v und von der Art des Fördergutes), M die Leistung des Elevators in cbm/st, T die Leistung des Elevators in t/st, γ das spez. Gew.,

$$M = 3600\, d\, i\, \varphi\, v; \quad T = 3600\, d\, i\, \varphi\, v\, \gamma.$$

Für Getreideelevatoren mit hohen Leistungen nimmt man zweckmäfsig $v = 2\sqrt{D}$ m/sk,**) wo D der Durchmesser der oberen Gurtscheibe in m; dann ist $\varphi \sim 0{,}6$ bis $0{,}75$.

Der Arbeitsverbrauch A des Elevators setzt sich in der Hauptsache zusammen aus der Reibungsarbeit am Kopf und am Fufs, dem Krümmungswiderstand des Gurtes (bzw. Zugorgans) und der Hubarbeit.

Bedeutet A_n die Nutzarbeit in PS, A_r die Reibungsarbeit in PS (d. h. beim Fördern einschl. Luft- und Krümmungswiderstandarbeit),***) T die Fördermenge in t/st, h die Förderhöhe in m, so ist

$$A = A_r + \frac{T \,.\, 1000}{3600} \frac{h}{75} \text{ PS} = A_r + A_n. \dagger)$$

Der wirkliche Nutzeffekt des Elevators ist $e = \frac{A_n}{A} = 0{,}5$ bis $0{,}8$.

Becherwerke und „Kettenschlammpumpen“ (Tellerkettenelevatoren) D. R. P., G. Polysius, Dessau; dsgl. Schlammbaggerwerke (D. R. G. M.) der Rheiner Maschinenfabrik Windhoff & Co., Rheine i. W.

2. Hubräder (Schöpfwerke) für Rübenwäschen usw. Z. d. V. d. I. 1910 S. 40; ferner **Flügelrechen** und **Scheibenrechen** für Abwässerreinigung Massentransport S. 366 ff.; vgl. daselbst (S. 140) auch über Verteiler; dsgl. über Wender (für Gasanstalten, Reinigermasse; Brauereien, Malz usw.) Dingler Pol. J. 1910 S. 438 u. 453. Riensche Scheibe von Wurl, Berlin-Weifsensee, für Abwasserreinigung Buhle, Z. d. V. d. I. 1912 S. 391 ff. (s. auch III. Bd. S. 707).

Abb. 284.

Hängebügel 20×4 — Schieber

3. Rieseleinrichtungen (Abb. 284) bestehen in einer der Balkenteilung eines Bodenspeichers (S. 529) entsprechenden reihenweise erfolgten Durchlochung des Fufsbodens und aus entsprechend

*) Vgl. H. Fischer, Z. d. V. d. I. 1891 S. 924 ff. (98 sowie 1906 S. 22 ff.

**) Schmidt, Wurzen i. S., baut Elevatoren mit v bis zu 3,33 m/sk.

***) A_r ist die Summe der Leergangarbeit und eines angemessen erscheinenden Zuschlages.

†) Unter Berücksichtigung der bei gröfseren Geschwindigkeiten**) (v m/sk) nicht unbeträchtlichen Beschleunigsungarbeit für das Gut wird $A = A_r + \frac{1000\, T h}{3600 \,.\, 75} + \frac{1000\, T v^2}{2 \,.\, 3600 \,.\, 9{,}81 \,.\, 75} = A_r + \frac{T}{5300}(20\, h + v^2)$. Auch beim Anlassen eines mit gefüllten Bechern stehengebliebenen Elevators kommt eine Beschleunigungsarbeit in Frage, die stets Veranlassung gegeben hat, die Antriebsteile reichlich zu bemessen.

gelochten, durch Handhebel stellbaren Flacheisenschiebern unter dem Fufsboden, Durchmesser der Löcher für Weizen und Roggen 30 bis 40 mm, für Hafer 60 mm; Abstand 0,6 m. — Durch die geöffneten Schieber fliefst die Frucht auf Abweisewinkel (Spritzdächer) zur besseren Lüftung des Kornes. Der Rückstand auf dem oberen Boden (rd. $^1/_{10}$ der Masse) mufs von Hand zugeführt werden. Das Abrieseln von 1,2 m Schütthöhe erfordert rd. 10 min [bei Handarbeit (Umschaufeln) werden 2,5 bis 5 t/st umgestochen].

c) Beliebig gerichtete Förderung.

1. Becherförderer, Förderketten, Becherketten, Becherkabel (Conveyor)*) dienen gleichzeitig zur Förderung in senkrechter und in wagerechter oder geneigter Richtung,**) sowohl aufwärts als abwärts, insbesondere zum Bekohlen von Kesselhäusern und Lokomotiven sowie für Kohlenwäschen, Kokereien, Gaswerke, chemische Fabriken usw. (Z. d. V. d. I. 1911 S. 337 ff.).

α) Die Huntsche Becherkette (ausgeführt von J. Pohlig A. G., Cöln, Abb. 285) besteht aus doppelter Laschenkette, in deren Gelenken auf Schienen laufende Hartgufsrollen mit Dauerschmierung (ölgetränkte Schwämme in der hohlen Nabe) angeordnet sind. Zwischen den Ketten sind stets aufrechthängende, überall ohne Verlust mit Füllklappen oder Trichterketten füllbare Becher schwingend aufgehängt (Schwingungspunkt über dem Schwerpunkt). Die Becher hängen dicht aneinander oder in bestimmten Abständen. Zum Entleeren dient auf dem oberen wagerechten Strange an beliebig einstellbarer Stelle ein Entladefrosch, der die Becher kippt. Antrieb von beliebiger Kraftmaschine mittels Kurvenrades oder Daumenantriebes. In den Kurven wird die Kette von besonderen Schienen oder Rädern getragen. An geeigneter Stelle Federspannvorrichtung zum Spannen der Kette. — Führung der Kette nur in einer Ebene zu empfehlen (vgl. auch Aumund, Z. d. V. d. I. 1911 S. 376).

Abb. 285.

Der Arbeitsaufwand für den Betrieb des Conveyors setzt sich zusammen aus der Arbeit zur Ueberwindung der Reibungswiderstände (etwa $^1/_{25}$ des Gewichts der bewegten Becherkette einschl. des in den Bechern befindlichen Gutes) und aus der Arbeit zum Heben der Nutzlast. Leistung bis über 150 t/st.

Hunt-Pohlig-Becherkette.

Fahrgeschwindigkeit	m/sk			0,15 bis 0,20		
Inhalt	l	10	20	50	100	150
Fördermenge . . .	t/st	8 bis 10	15 bis 20	25 bis 30	40 bis 50	60 bis 80
Gewicht der Kette .	kg/m	50	80	120	140	170

*) Buhle, Massentransport S. 220 ff.; v. Hanffstengel, a. a. O., I. Teil 2. Aufl. S. 138 ff.; vgl. auch Gerke (Fufsnote *) S. 505); s. auch „Schaukeltransporteure" S. 497.

**) Ist die Länge der wagerechten Förderung sehr grofs, so verwendet man Elevatoren mit anschliefsenden Bändern, selbsttätigen Bahnen, Hänge- oder Seilbahn usw.

β) Das Bradley-Becher-Kabel (ausgeführt von der Steel-Cable Eng. Co., Boston, und BAMAG) besteht aus einem endlosen, in kurze, sich überdeckende, ein Lecken oder Ueberlaufen ausschliefsende Abschnitte gegliederten, daher biegsamen Trog. Jeder Rinnenabschnitt ruht auf einer Achse mit 2 Laufrollen, die auf besonderen Leitschienen laufen, und trägt einen um 2 seitliche Zapfen schwingenden Stahlblechbecher. Die Achsen sind in gleichen Abständen auf 2 (oder mehr) endlosen Drahtseilen (Stahlkabeln) befestigt, die sich während der Füllung unter den schützenden Bechern, bei der Entleerung über ihnen befinden. Verschleifs gering; grofse Betriebsicherheit, schnelle (seltene) Reparatur und Auswechslung von Eimern oder schadhafter Seilstellen (Aushülfs-Kabelstücke und -Zillen, Abb. 286), daher Betrieb billig. Füllung an irgend einer Stelle des senkrecht aufsteigenden oder des unteren wagerechten Laufes (selbsttätig oder von Hand), Entleerung im oberen wagerechten Lauf mittels Kippvorrichtung. An den Ecken Führungen; zum Straffziehen der Seile selbsttätige Gewichtspannvorrichtungen in festem, eisernem Rahmenwerk, Antrieb durch Daumenrad mit Zahnrädervorgelege oder Schleppkette. Motor beliebig. Schüttelvorrichtung für klebriges Gut.

Abb. 286.

Bradley-BAMAG-Becherkabel.

Geschwindigkeit	m/sk			0,155		
Inhalt eines Bechers	l	14,2	20	50	60	70
	kg	13,6	18,2	40,5	48	56
Abstände der Behälter	mm	380	380	535	535	535
Fördermenge	cbm/st	21	29	52	63	73
Gewicht des leeren Becherkabels	kg/m	164	178	233	242	265
„ „ gefüllten „	„	200	225	305	338	370

γ) Link-Belt-Becherketten (ausgeführt von W. Fredenhagen, Offenbach) El. Kraftbetr. u. B. 1911 S. 218.

δ) Die Boussesche Transportvorrichtung besitzt eine grofse Anpassungsfähigkeit infolge ihrer in allen Ebenen möglichen Bewegungsfreiheit (senkrechte und wagerechte Kurven). Der Conveyorstrang besteht aus einer Anzahl auf Schienen laufender, untereinander gelenkig gekuppelter Wagen, auf denen die Becher frei pendelnd aufgehängt sind. Geschwindigkeit 0,15 bis 0,5 m/sk.*)

Abb. 287.

ε) Der Kurven- und Spiral-Conveyor von C. Schenck, Darmstadt,**) hat gegenüber dem unter *δ*) genannten Becherförderer den Vorteil, aufser wagerechten und senkrechten auch Spiralkurven beschreiben zu können (Abb. 287); D. R. P. 222 545, Kl. 81 e, Gruppe 6.

*) Ueber Conveyor der Bauges. m. b. H., Berlin, Verkehrstechn. Woche 1913 S. 286 ff.

**) Z. d. V. d. I. 1909 S. 361 ff.; ebenda 1911 S. 338 ff.

Schenckscke Becherketten (Kohlen).

Nr.	Leistung t/st	Geschwindigkeit m/sk	Abstand der Becher m	Inhalt der Becher kg
1	6 bis 12	0,15 bis 0,3	0,9	10
2	7 „ 14	0,15 „ 0,3	0,9	12
3	10 „ 20	0,15 „ 0,3	0,9	18,5
4	12 „ 24	0,15 „ 0,3	0,9	21
5	20 „ 40	0,15 „ 0,3	1,2	45
6	25 „ 50	0,15 „ 0,3	1,2	52

ζ) Das Einschienenbecherwerk von A. Bleichert & Co., Leipzig, Abb. 288 (D. R. P. 186 688, 186 725, 186 726), ist im wesentlichen dadurch gekennzeichnet, dafs die Laufrollen auf einer Mittelschiene laufen und an ihren Achsen pendelnd aufgehängte Becher tragen, wobei das die Laufrollenachsen verbindende Zugorgan eine beliebig grofse Verdrehung um seine Längsachse zuläfst (Dingler Pol. J. 1913 S. 31 ff.).

Abb. 288.

η) Kurvenbewegliches Becherwerk von Humboldt, Kalk bei Cöln, Z. d. V. d. I. 1908 S. 121 ff.

ϑ) Kurven-Conveyor von Stotz, Stuttgart, D. R. P. 198 760 (Kl. 81 e); Arbeitsbedarf 2,5 PS bei 100 m Länge und 0,15 m/sk Geschwindigkeit.*)

ι) Bechertransporteur der Rheinischen Maschinenfabrik G. m. b. H., Neufs a. Rh.

Ueber Giefsmaschinen St. u. E. 1911 S. 645 ff.

2. Eimerkettenbagger dienen (wie die Bagger im allgemeinen) zum Ausheben und Fortschaffen von Erdmassen in gröfseren Mengen. Sie werden unterschieden in Nafsbagger und Trockenbagger (III. Bd. S. 476, unter Baumaschinen).

Ueber die Maschinen der Lübecker Maschinenbau-Gesellschaft zur Braunkohlengewinnung und -förderung (Anlage- und Betriebskosten) Fördertechnik 1909 S. 185 ff.; über Kohlenhauer von Muth-Schmidt, Berlin, Z. d. V. d. I. 1909 S. 941 ff.; über Koksverladebagger u. dgl. St. u. E. 1910 S. 1801.

3. Rutschen und Fall- oder Laufrohre fördern senkrecht von oben nach unten sowie in schräger Richtung, ohne dafs es eines mechanischen Antriebes oder einer besonderen Kraftäufserung bedarf.

α) Rutschen (Schütten, Schüttrinnen, Schurren, Verladeschnabel)**)

*) Dabei ist angenommen, dafs die Becher innerhalb der Förderstrecke mit gebrochenem Gestein angefüllt sind, das bei $^3/_4$-Füllung für den Becher 20 kg wiegt. Leistung rd. 13,5 t/st.

**) Z. d. V. d. I. 1911 S. 1550 u. 1931, 1912 S. 1940 sowie St. u. E. 1911 S. 19; ferner Gerke (Fufsnote *) S. 505) sowie Schüttelrutschen S. 513. — Rutschenkübel zur Massenverladung kleiner Blöcke St. u. E. 1911 S. 1919 ff. — Geschlossene Betonrutschen ETZ 1913 S. 1062.

bestehen aus Blech oder schräggestellten glatten Brettern. Querschnitt meist muldenförmig; seitlich Leisten zur Vermeidung des Abrutschens des Gutes. Lichte Breite in der Regel 600 mm. Neigungswinkel mit der Wagerechten 20 bis 30°. Bei grofsen Fallhöhen Bremsen (Puffer). — Rutschen werden vor allem in Speichern für Sack- und Ballengut,*) ferner beim Verladen von Gütern in Schiffe, Eisenbahnwagen und Fuhrwerke verwendet. Wird das Gut (Säcke) von dem Rutschenende abgetragen, so wird dieses zweckmäfsig als kleine, mit einem Zählwerk verbundene Kippe mit Wegbegrenzung ausgebildet. Rutschen bei Kohlenspeichern, Lokomotiv-Bekohlungsanlagen usw. auch als Mefsgefäfse ausgeführt. Wendelrutschen (Patent Dauber) von der Kunstwerker-Hütte bei Steele a. Ruhr (Z. d. V. d. I. 1912 S. 1940, 1913 S. 49); A. Stotz, Stuttgart, führt ähnliche Schurren als Turmrutschen aus für Kohlen, Steine, Kisten, Pakete, Säcke usw. Auch für Vorratbehälterfüllung in Siebereien und Wäschen viel gebraucht (Glückauf 1912 S. 1955). Statt der festen Rutschen werden bei grofser Zahl der Auslauföffnungen mit Vorteil fahrbare Auslaufschurren (Abb. 289) mit Bleichertschem Klappverschlufs (D. R. P. 157971) angewendet; Abzugsleistung bis zu 120 t/st Förderkohle mit einem Füllungsverschlufs. Fahrbare Laderutschen für Kies, Sand, Steine usw. (Glückauf 1905 S. 1594) baut auch das Düsselwerk, Oberkassel bei Düsseldorf. — Ueber Erzrutschen vgl. Berg-u. Hüttenm. Rundschau 1909 S. 116. — Ueber schräge Koksplätze für Handverladung Glückauf 1911 S. 1366 ff. u. S. 1408.

Abb. 289.

β) Abfallrohre (fest oder beweglich, drehbar und abnehmbar) (Abb. 293 S. 529) dienen zur Verteilung und Beschüttung des Gutes auf Speicherstockwerke, auf Keller- und Dachbänder in Getreidebodenspeichern und Silos, zum Verladen in Schiffe sowie zum Niedergang von Unkraut, Staub usw. Für Mahlgut werden meist quadratische Fallrohre aus 23 bis 25 mm starken, verschraubten Brettern oder (aus Feuersicherheitsgründen) runde Rohre aus 3/4 mm- bis 1 mm-Blech (verzinkt, sonst kräftige Lüftung) verwendet;**) oft auch hohle gufseiserne Tragsäulen zugleich als Fallrohre benutzt. — Ueber feste und fahrbare Teleskoprohre Z. d. V. d. I. 1912 S. 744; ebenda 1913 S. 52 ff. Betonierungsanlage nach dem Schwerkraft-(gravit-)System; dsgl. Abfallrohre in Verbindung mit Turmaufzügen zur Betonverteilung auf Bauplätzen Zentralbl. Bauv. 1912 S. 619.

---

*) Z. d. V. d. I. 1912 S. 798.

**) Hölzerne Rohre mit unveränderlichem Querschnitt verlangen hierbei zur Ueberwindung der Reibung folgendes

Geringstes Gefälle

für Getreidekörner	25 bis 30°	für grobe Griese	45 bis 50°
„ Hochschrot	40 „ 50°	„ feine „	50 „ 55°
„ Flachschrot	50 „ 60°	„ Dunst	55 „ 60°
„ feines Mahlgut vom Gange weg	60 „ 65°	„ Kleie	60 „ 65°
		„ Mehl und Spitzstaub	70 „ 80°

Bei unmittelbarem Auswurf eines Elevators sind diese geringsten Gefälle um 10 bis 20° kleiner. — Vgl. auch den natürlichen Böschungswinkel S. 491.

Zu den Fallrohren gehören auch die mit Schiebern und Endleisten versehenen Sackrohre, aus denen das Gut in die Säcke gelangt. Hölzerne Sackrohre quadratisch (l. W. 140 bis 180 mm, aufsen 230 mm), am Ende rund. Gufseiserne Sackstutzen mit Schieber oder Drosselklappenverschlufs (4 bis 19 kg). Eiserne Sackstutzen aus 1 mm- bis 2 mm-Blech, 250 bis 300 mm weit, mit Winkelring und Drosselklappe.

4. Saug- und Druckluftförderer (pneumatische Elevatoren: Kleinförderer, meist ortfest, bis 80 t/st; Grofsförderer, ortfest und fahrbar, bis 125 t/st, schwimmend bis 300 t/st) sind sehr einfache Hebe- und Fördermittel (Arbeitsaufwand allerdings etwas höher als bei Becherwerken)*) dennoch (zuerst durch Duckham) vielfach mit Erfolg eingeführt (Lizenzträger G. Luther A. G., Braunschweig). In letzter Zeit sogar recht beliebt geworden, und zwar nicht nur für Getreide, Gerste, Malz, Grünmalz usw., sondern auch für Hülsenfrüchte, Mais, Reis, Lohe, Rübenschnitzel, Zement, Hochofenschlacke, Asche, Soda, Salz, getrocknete Braunkohle, kleinstückige Steinkohle u. dgl. Nach Angabe der Maschinenfabrik A. G. vorm. F. A. Hartmann & Co. in Offenbach a. M. betragen die Fördermengen für 1 PS

für Entfernungen von	20 bis 100	100 bis 200	200 bis 300	300 bis 350 m
bei Getreide	600	500	350	270 kg,
„ Nufskohle	480	400	280	220 „ ,
„ heifser Asche . . .	240	200	140	110 „ ,
„ Braunkohle	360	300	210	160 „ ,
„ staubförmigen Stoffen	180	150	100	80 „ .

Vorteile: einfacher, staubfreier Betrieb; Ersparnis von Arbeitskräften zum Zuschaufeln usw. (Hygiene), dsgl. an Löhnen; Verkürzung der Verholungs- und Liegezeit; Unabhängigkeit vom Wasserstand; grofse Raumersparnisse; bei kleinen Leistungen und langen Förderwegen

*) Buhle, Ueber pneumatische Getreideförderung, Z. d. V. d. I. 1898 S. 921 ff., 1909 S. 354, 1913 S. 333 u. 362 ff., 1914 S. 161; Dingler Pol. J. 1910 S. 373; Industriebau 1913 S. 163 ff. Vgl. auch Lufft, Dingler Pol. J. 1910 S. 35 ff.; 1914 S. 161 ff.; Z. f. Binnensch. 1911 S. 422; Der Müller 1911 S. 1261, 1912 S. 1107; Fördertechnik 1913 S. 12 ff. Der Arbeitsverbrauch wird bei günstiger Getreidebeschaffenheit von Amme, Giesecke & Konegen A. G., Braunschweig, wie folgt angegeben:

Leistung an Schwerfrucht in t/st	20	40	75	100	150
Durchschnittsleistung des Antriebmotors in PS .	50	85	150	200	300
Arbeitsbedarf in PS	42	75	135	175	250

Im übrigen richtet er sich nach der Länge der Förderrohrleitung und dem spez. Gewicht des Gutes. Für Getreide wird er neuerdings angegeben bei 20 bis 300 m Förderlänge zu 1,2 bis 2,5 PS für jede stündlich zu fördernden 1000 kg. Bei Schwergetreide wird (nach G. Luther A. G., Braunschweig) der Arbeitsbedarf wohl auch mit 1,0 bis 2,5 PS für die Stundenförderung von 1000 kg gerechnet (0,9 PS auf die Düse) bei Förderlängen von 20 bis 200 m, während für jede weiteren 30 m noch ein Zuschlag von 0,25 PS genommen wird. Zur Berücksichtigung des durch die Krümmer entstehenden Mehrbedarfs empfiehlt es sich, für die Krümmer, die an sich möglichst flach zu wählen sind, je einen Zuschlag von 5 m Förderlänge anzunehmen. Nach dieser für Schätzungen ausreichenden Regel würden also für eine Anlage von 200 m Länge 2,5 PS und von 300 m 3,4 PS erforderlich. — Beim Arbeiten im vollen Korn sind mit Lutherschen Lufthebern 248 t/st Schwergetreide mit 250 PSe gefördert, und zwar mit 4 Saugschläuchen, d. s. 62 t für jede Düse. — Ferner Baumgartner, Mühlenbau und Müllerei I 2 S. 787 ff.; Der Müller 1911 S. 720 u. 740. — Ueber Saugförderanlagen für Asche, Kohle, Zementklinker usw. (Durley) Z. d. V. d. I. 1911 S. 1621; dsgl. Simon, Bühler & Baumann (Nufskohle). Buhle, Glückauf 1913 S. 1945. — Zementkanone (Quedefeld) Zentralbl. Bauv. 1912 S. 192.

Abb. 290.

geringe Anlagekosten (einfache und billige Aufstellung, grofse Anpassungsfähigkeit); das Getreide z. B. gewinnt an Wert, da der Staub, Sand usw. während der Förderung ausge-

Abb. 291.

Schnitt a-b.

Abb. 292.

schieden wird und abgefiltert werden kann; warmes Fördergut wird abgekühlt; Pilzbildung wird unterbrochen. **Saugluft** wird in der Regel für grofse Leistungen angewendet und, wenn von verschiedenen Stellen aus das Gut nach einem Orte gefördert wird (Entladung von Schiffen gleichzeitig durch mehrere Schläuche), **Druckluft** bei kleineren Leistungen (bis etwa 8 t/st) zur Verteilung von einem Orte nach mehreren (auch hochgelegenen) Stellen.*)

In einem Behälter *v* (Abb. 290) wird durch besondere Kolbenluftpumpen die Luft dauernd stark verdünnt; die äufsere Luft dringt durch den Mantel der in das Korn hineingehängten Saugrüssel

*) Vgl. Kuhn, Werkst.-Technik 1913 S. 496 ff. (Topf & Söhne, Erfurt).

und reifst die Frucht durch das Kernrohr mit nach v, wo sie in den Trichterboden und von hier in eine Luftschleuse (Pendelkasten, Zwillingswieger, Abwerfer, Rotationsschleuse, Speisestern, Zellenrad) (Abb. 291)*) und sodann entweder in eine Kammer o fällt, aus der sie vermöge der Druckluftzuführung durch d in Röhren r hinausgedrückt wird oder (bei hochgestelltem Behälter v, Entladung von Seedampfern nach Abb. 292) durch freien Fall nach selbsttätiger Verwiegung in w in Rohren weitergeführt wird. An Abzweigstellen werden Rohrweichen verwendet, die mittels eines in die Leitung eingeschalteten beweglichen Rohrstückes mit einem Kugelgelenk am einen und einer drehbaren Scheibe am anderen Ende die Einführung von Zweigleitungen in die Hauptleitung mit schlankem Uebergang gestatten. Bezeichnet

v die Geschwindigkeit der Luft in m/sk,

p den Luftdruck auf runde oder spitze Körper in g/qmm,

so gehören nach Baumgartner**) zusammen:

$v =$	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22
$p =$	0,00098	0,002	0,0039	0,0061	0,0088	0,012	0,0155	0,0198	0,0245	1,0296
$v =$	24	26	28	30	32	34	36	38	40	
$p =$	0,0353	0,0414	0,0481	0,0551	0,0627	0,0706	0,0792	0,0835	0,098	

Ein Weizenkorn von 3,5 qmm Querschnitt (ein Körper bietet dem Windstrom stets die kleinste Angriffsfläche) und 0,0411 g wird also getragen von Luft mit $v = 14$ m; zum Heben gehören mindestens Geschw. $\geqq$ 20 m (Auftrieb bei 20 m: $0{,}0245 \times 3{,}5 - 0{,}0411 = 0{,}0436$ g).

Bei $h = \left\{\begin{array}{l} 1200 \text{ mm} \\ 1500 \;\;\text{,,} \\ 2000 \;\;\text{,,} \end{array}\right\}$ Wassersäule Unterdruck bzw. Druck ist nach v. Ihering

die theoretische Luftgeschwindigkeit $v = 3{,}961 \sqrt{h} = \left\{\begin{array}{l} 137{,}21 \text{ m/sk,} \\ 153{,}41 \;\;\text{,, ,} \\ 175{,}05 \;\;\text{,, ,} \end{array}\right.$

d. h. bei der Ausflufszahl 0,65 ist $v' = \left\{\begin{array}{l} 89{,}19 \text{ m/sk} \\ 99{,}72 \;\;\text{,,} \\ 113{,}78 \;\;\text{,,} \end{array}\right\}$ (durch Röhren, Krümmungen***) usw. natürlich noch bedeutend vermindert. Ferner: Vor der Einmündung in den Behälter v (Abb. 290 u. 292), dsgl. an dem Mündungsstück beträchtliche Erweiterungen zur Verringerung der Geschwindigkeit [Verkleinerung der lebendigen Kräfte]).

Andere pneumatische Getreideförderer†) von Gebr. Seck, Dresden,††)

---

*) Zellenrad von Amme, Giesecke & Konegen A. G., Braunschweig, Hermanns, Z. d. V. d. I. 1913 S. 194; dsgl. von G. Luther A. G., Braunschweig, D. R. P. 236 371, Z. d. V. d. I. 1911 S. 1310; dsgl. Bauart Hartmann & Co., Offenbach, Guillery, Z. d. V. d. I. 1910 S. 271.

**) Mühlenbau I 1 S. 28.

***) Schuppenpanzerschlauch von Gebr. Jakob, Zwickau (Z. d. V. d. I. 1914 S. 154).

†) Z. d. V. d. I. 1906 S. 672; Blaess (Habilitationsschrift). München 1910, „Die Strömung in Röhren usw.“; vgl. auch Z. d. V. d. I. 1911 S. 1739; 1913 S. 1943.

††) Dingler Pol. J. 1910 S. 389 ff.; Z. d. V. d. I. 1910 S. 2202 ff., 1913 S. 474 (Kohle), S. 1763 (Späne); Der Müller 1911 S. 182 u. 743; Mühlen- u. Speicherbau 1913 S. 61 ff. u. 119 ff.; 1914 S. 65 ff.; Fördertechnik 1913 S. 73 u. 130 ff.; Z. f. Binnensch 1910 S. 645 ff.; ebenda Spielvogel, 1913 Heft 24 (Wirtschaftlichkeit der Löschung einer Dampferladung von 7500 t Korn: wirkliche Löschkosten einschl. Verzinsung, Tilgung [auch für den Dampfer], Kosten für Verholen, Lohn [auch für die Besatzung des Schiffes], usw: bei Handbetrieb rd. 15 000 ℳ [47 t/st, 16 Tage], bei Elevatorbetrieb rd. 6350 ℳ [150 t/st, 6½ Tage], bei Saugluftbetrieb rd. 4100 ℳ [250 t/st, 3 Tage]). — Nach Mitteilg. von Amme, Giesecke & Konegen A. G. ist die Entladung eines 6000 t-Dampfers [allerdings unter Zuhülfenahme von etwas Nachtarbeit] tatsächlich schon an einem Tage mit Saugluftförderern durchgeführt.

und Borsig, Berlin [Staubabsaugung und pneumatische Schlammförderung (Dickschlamm)], M. A. N., A. G., vorm. Hartmann & Co., Offenbach,*) Siemens-Schuckertwerke, Berlin (Ascheabsaugung in Dampfkesselbetrieben und Müllverbrennungsanstalten),**) usw. — Ueber weitere Anwendungen von Luftförderern [Staub- und Späneabsaugung, Sandgebläse, Rohrpost (Z. d. V. d. I. 1912 S. 41) usw.] vgl. Massentransport S. 243 ff.

5. Saug- und Druckwasserförderer.

α) Bei Saugbaggern (Pumpenbaggern), III. Bd. S. 478, tritt an die Stelle der Eimergarnitur eine Saugleitung, an der zugleich Wellen mit Messern zum Lösen des Bodens befestigt sind. Das meist schlammige und morastige Baggergut gelangt durch einen Saugkopf in die Saugleitung und von hier durch Kreiselpumpen in die als freischwebendes oder auf Pontons ruhendes Spülrohr ausgebildete Druckleitung. Nach Dingler Pol. J. 1907 S. 4, Leistung bis zu 4500 t/st. — Großer Bagger mit Saugekopf, Patent Frühling, von Schichau, Elbing, 5000 cbm/st; großer englischer Bagger 10 000 t Sand in 50 min aus 21,3 m Tiefe (Z. d. V. d. I. 1910 S. 371).***)

β) Asche-Ejektoren (Howaldtwerke, Kiel) (T. H. III S. 166 und Fördertechnik 1911 S. 67) bestehen aus einem im Kesselraum auf dem Flur befestigten Fülltrichter mit Rost, durch den die aufgegebene Asche nach dem Ende des nach oben gerichteten Auswurfrohres fällt. An dem Boden des Trichters mündet das Rohr eines Ejektors. Das Auswurfrohr mündet über der Tiefladewasserlinie. Bogenmündungsstück mit Verschlußklappe auswechselbar (Verschleiß). Bei zweimaligem Gebrauch der Vorrichtung während 24 st wird die Asche und Schlacke von 24 t Kohlen in 16 bis 24 min aus dem Kesselraum in die See befördert. Wasserdruck 5 bis 15 at; Auswurfhöhe 4 bis 9 m. Benötigte Wassermenge ∼ 400 bis 900 l/min je nach Düsengröße, Druck, Länge und Lage des Ausgußrohres. Neigungswinkel des Ausgußrohres mit der Lotrechten zwischen 20 und 30°.

Für kleine Schiffe . . .	l. Durchm. des Auswurfrohres	100 mm,
„ alle Schiffe geeignet .	„ „ „ „	125 „ ,
„ Schiffe mit besonders großen Kesselanlagen	„ „ „ „	150 „ .

Weitere ähnliche Anwendungen: Spülentladung von Zuckerrüben aus Eisenbahnwagen (nach Grundmann-Fölsche), Buhle, Fördertechnik 1912 S. 121 ff.; dsgl. Beförderung von Rüben u. dgl. durch Schwemmrinnen, von Fäkalien (Schwemmkanalisation), von Kohle durch Kohlepumpen, Tunnelbau (Schotterbeseitigung), Ausblasevorrichtung für die Rauchkammerlösche (Glaser Ann. 1907 S. 32 ff.) usw.

---

*) Guillery, Z. d. V. d. I. 1910 S. 209 ff.; Goslich, Wochenschr. f. Brauerei 1908 Nr. 20 usw.; Köbrich, Braunkohle 1911 S. 385 (Trockenkohlenförderung in einer Brikettfabrik); Schaefer, Rauch u. Staub 1912 S. 63 (Flugstaub bei Müllverbrennung); vgl. Buhle, Industriebau 1913 S. 165 ff. Ferner: Zeitschr. f. d. Steinbruch-Berufsgenossenschaft 1914 S. 62 ff. (Entfernung der Flugasche in Zementfabriken auf pneumatischem Wege).

**) Nachrichten der Siemens-Schuckertwerke 1913 S. 59 ff.

***) Vgl. auch Z. d. V. d. I. 1910 S. 657 ff. (Paulmann & Blaum) sowie Weihe, H. d. I.-W. IV. Teil, 1. Bd., 3. Aufl., S. 87 ff.

γ) Spül- oder Schlammversatz im Bergwerksbetriebe*) (Abb. 293).

Versatzstoffe: Erde, Kies, Grand, Sand, Ton, Lehm, Schlamm, Schutt, Steingerölle (Haldenmasse, Waschberge, Abhub der Erzwäschen, Bauschutt, Abraum von Steinbrüchen), Schlacken, Schlackensand, Schlackenkies, Asche. — Gröfste bekanntgewordene Tagesleistung 4000 cbm Versatz (7 Trichter). Nach Nitschmann**) nimmt man an, dafs der Sandversatz noch wirtschaftlich ist, wenn das Kubikmeter Versatzmasse sich auf höchstens 50 Pf. stellt (trotzdem noch oft beträchtlich höher).***) — Ueber die Verwendung von Druckwasser zur Gewinnung von Kohle, Berg- u. Hüttenm. Rundschau 1912 S. 39 ff.

Abb. 293.

II. Lagermittel.

Speicher und Haufenlager (Stapelanlagen) sind meist als Bindeglieder und elastische (Puffer-) Einschaltungen (nach Art der Windkessel bei Pumpen) zwischen den das Angebot und die Nachfrage bewältigenden maschinellen Lösch- und Ladevorrichtungen in Verbindung mit den gewählten Fördermitteln und mit Rücksicht auf sie zu entwerfen; sie dienen als Vorratsanlagen für den Winterbedarf, Streikrücklagen, eiserne Bestände (Krieg) usw. oder als Ausgleichmittel in Häfen, auf Bahnhöfen u. dgl. — Vgl. hierzu Landsberg, Bemessung von Anlagen zur Förderung, Speicherung und Abgabe von Stoffen (El. Kraftbetr. u. B. 1913 S. 259 ff.); ebenda S. 360 u. Glaser Ann. 1913 II S. 160 ff.: Schwarze, Kohlenlager für Bahnhöfe bzw. Eisenbahnbedarf.

A. Gebäudelager.

a) **Bodenspeicher**†) (Speicher-Aufzüge S. 412), in der Regel 5 bis 6 (10) Stockwerke, zur Lagerung von loser oder gesackter Frucht (Getreide, Kaffee, Reis u. dgl.), ferner von Fässern, Ballen,

*) Massentransport S. 245 ff.; Pütz, Das Spülversatzverfahren, Berlin 1907, und Düsseldorfer Kongrefs 1910 [Abt. Bergbau, S. 166 ff. (Kosten usw.)]; ferner Arbenz, Glückauf 1906 Nr. 19 u. 20; St. u. E. 1906 S. 795, 1907 S. 1819 (Rohre mit Porzellanfutter); dsgl. über **Rohrleitungen für Spülversatz** in dem Buch „Rohrleitungen" der Gesellschaft für Hochdruck-Rohrleitungen m. b. H., Berlin 1908, Teil I S. 107 ff. (Holzfutter); Thyssen & Co., Mülheim-Ruhr, baut ebenfalls Spülversatz-Patentröhren mit Verschleifsfutter (Z. d. V. d. I. 1909 S. 1086). — Ueber Sandtransportbahnen Z. d. V. d. I. 1910 S. 49 u. 1978 ff.

**) Zentralbl. Bauv. 1906 S. 323.

***) Kammerer, Z. d. V. d. I. 1910 S. 1975 ff.; Seidl, Das Spülversatzverfahren in Oberschlesien (Kattowitz 1912).

†) Buhle, Massentransport, Stuttgart 1908 S. 249 ff., ders. Z. d. V. d. I. 1913 S. 44; Lufft, Fördertechnik 1910 S. 230 ff. sowie Eilert, Z. d. V. d. I. 1910 S. 2081 ff.; 1912 S. 1061 ff. und Krause, Der Osthafen von Berlin (Berlin 1913); dsgl. Leipold, Z. d. V. d. I. 1914 S. 1084 ff.

Kisten usw. (Sackspeicher Z. d. V. d. I. 1912 S. 1940), meist nur durch wenige senkrechte Zwischenwände (mindestens 38 cm starke und 1 bis 1,5 m über Dach zu führende Brandmauern)*) unterteilt. Wertvollster Bauplatz für Speicher wegen der kürzesten Wege im Umschlagverkehr die Stelle, wo sich die Wasser- und Landverkehrsmittel soweit wie möglich nähern. Grundrifs meist rechtwinklig (lange Front); Tiefe 12 bis 32 m. Als Grenzwerte finden sich die lichten Höhen für Keller 2,3 bis 3,5 m, Erdgeschofs 3 bis 4,8 m, obere Stockwerke 2,7 bis 4 m, Dachgeschofs 2,5 bis 5,5 m. Die Entfernung der zweckmäfsig senkrecht zu den einfallenden Lichtstrahlen anzuordnenden Unterzüge beträgt in der Regel 4 bis 5 m, die der Balken 3 bis 4 m. Nutzlast auf 1 qm: bei leichten Speichern 1 t, bei schweren Speichern für das Erdgeschofs 1,8 bis 2 t, für die Böden 1,25 bis 1,8 t, für den Dachboden 0,5 bis 1 t. Ueber die Gründung s. Baukunde d. Architekten, Berlin 1907, Bd. 2, 1. Teil, 4. Abschn. S. 427 ff. (Ohrt) bzw. Lufft, Deutsche Bauz. 1909 S. 146 ff.; ebenda 1914 S. 142 (Bauunfälle an Getreide- und Kohlenspeichern).

Getreide-Schüttbodenspeicher, oft mit Silos (s. d.) vereinigt. Schütthöhe 1,2 bis 2 m (um so flacher, je feuchter die Frucht; frisch geerntet, nur etwa 0,5 m).

Ist Q die lagerbare Getreidemenge in cbm, h die Schütthöhe in m, l die lichte Speicherlänge in m, b die lichte Speicherbreite in m, i die Anzahl der belegten Böden, so ist $Q \sim 0{,}75\, h l b i$.

Gänge zwischen den Feldern 0,8 bis 1,5 m breit. Umstechen von Hand oder besser mit Rieseleinrichtungen (Abb. 284 S. 520). Getreidebewegung in lotrechter Richtung durch Elevatoren und Fallrohre mit Drehschiebern, in wagerechtem Sinne durch Bänder und Schnecken. Vorteile der Bodenspeicher gegenüber den Zellenspeichern: Stückgutlagerung, Probeentnahme, Zugluft, Lagerung von feuchter Frucht; Nachteil: 2- bis 3 mal kleinere Raumausnutzung (Fassungsgewicht für Bodenspeicher auf 1 qm Belastungsgrundfläche etwa 2000 bis 4000 kg). — Gröfse der Mühlenspeicher bei grofsen Mühlen mindestens der 25- bis 30 fache Betrag der Tagesvermahlung; sehr grofse Speicher für dreimonatlichen Bedarf.

b) Bei **Silo- oder Zellenspeichern** (Schachtspeichern, s. auch III. Bd. S. 264),**) die in Europa oft vereinigt mit Schüttbodenspeichern***) gebaut werden, wird besonders trockenes Getreide unter Luftabschlufs in 1,5 bis 8 m langen und breiten (bei runden Zellen bis 12 m Durchm.), bis zu etwa 30 (35) m tiefen, vollständig mit Korn füllbaren Schächten (Silos, Caissons, Zellen) mit Dreieck-,†) Rechteck- (Quadrat-), Sechseck-, Achteck-†) oder Kreisquerschnitt aufbewahrt. Die Zellen sind mit

---

*) Hagn, Denkschrift über den Schutz von Eisenkonstruktionen gegen Feuer, Hamburg 1904, sowie Schlesinger-Hartmann, Unfallverhütung u. Betriebsicherheit Berlin 1910, S. 1131 ff.

**) Massentransport S. 262 ff.

***) Z. d. V. d. I. 1910 S. 449 u. 1912 S. 737; Baumgartner, Mühlen- u. Speicherbau, Hannover 1906, S. 97 u. 110 und Kettenbach, Leipzig 1907, S. 92 ff.; ferner Fördertechnik 1910 S. 1 u. 229 ff. sowie Z. f. B. 1910 S. 546 ff. (Constanza).

†) Mühlen- u. Speicherbau 1911 S. 4 ff. u. S. 345; über Gerstesilos ebenda 1913 S. 92 ff.

untereinander und mit den Umfassungswänden verankerten Stein-, Eisen- oder Holz- (auch Monier-, Rabitz-, Hennebique- usw.) scheidewänden umgeben und überdeckt, so dafs im Dachgeschofs Fördermittel und etwaige Vorreinigungsmaschinen unterzubringen sind. Aus den Verschlüssen der Behälter *A* (Abb. 294) gelangt die Frucht auf ein Band *B*, von diesem in einen Elevator *C*, der es z. B. beim „Umstechen" (Mischzellen) wieder durch einen Gurt *E* im Dachboden in eine Zelle *A* gelangen läfst, oder es wird gewogen (Reuther & Reisert, Hennef a. d. Sieg)*) und in Säcke gefafst usw. — Vorteile der Silolagerung: billige Herstellung und geringer Platzbedarf, weil denkbar vollkommenste Raumausnutzung (Fassungsgewicht für 1 qm Belastungsgrundfläche 5000 bis 10 000 kg), Einfachheit und Billigkeit des Betriebes, zumal bei grofsen Handelsspeichern, grofse Uebersichtlichkeit, leichte und einfache, nur mechanische Beschüttung, Entnahme ohne Menschenkräfte, verbunden mit guter Mischungsmöglichkeit. Bequemes Umstechen zur Reinigung und Erhaltung des Korns. Nachteil: Getreide mufs möglichst trocken sein, Ueberwachung schwierig. — Zur Unterbringung der mechanischen Einrichtung, der Putzerei- und Reinigungsmaschinen sowie von Räumen für besondere Zwecke (Bureaus usw.) werden in der Regel besondere Stockwerkabteilungen vorgesehen; Ventilationsanlagen zur Staubabsaugung und Trocknung für zu feuchtes und krankes Getreide (Krankenzellen). Im allgemeinen gilt: Wo Grunderwerbs- und Baukosten grofs sind, werden sich Silos empfehlen, wenn das Korn Zellenlagerung verträgt; sonst ist die Wahl zwischen Silo, Bodenspeicher und vereinigtem System von den jeweilig gegebenen Verkehrs-, Betriebs- und sonstigen besonderen Verhältnissen abhängig.

Abb. 294.

Arbeitsübertragung und -verteilung meist elektrisch [vorwiegend Drehstrom (Staub)].

Aufser für **Getreide** werden Zellenspeicher (Eisenbeton)**) vornehmlich verwendet für:

---

*) Massentransport S. 252 ff.; Dingler Pol. J. 1909 S. 370; Z. d. V. d. I. 1911 S. 1549 und Kohlenwage von Mohr & Federhaff, Mannheim, Z. d. V. d. I. 1911 S. 1547; Fördertechnik 1913 S. 231 ff. (Brix, Wagen von Schenck, Darmstadt).

**) Buhle, El. Kraftbetr. u. B. 1907 S. 607 ff. — Ueber die Vorteile des Eisenbetons für derartige Silos vgl. ferner Mühlen- u. Speicherbau 1912 S. 219 und 1914 S. 115 ff.; Deutsche Bauz. (Betonteil) 1912 S. 18; Beton u. Eisen 1912 S. 321 ff.; s. auch III. Bd. S. 264.

Abb. 295.

Kohle (Selbstentzündung) (Abb. 295 bis 298),*) vgl. auch Z. d. V. d. I. 1908 S. 725, 1737 u. 1848; 1913 S. 569; Dingler Pol. J. 1910 S. 711 ff. [neuere Ausführungen von Gebr. Rank, München; Silos von Klönne, Dortmund (D. R. P. 107890 und 219395, Lagerung der Kohle — unter Luftabschlufs — in sauerstoffloser unverbrennlicher Atmosphäre, S. 539, Lagerung der Kohle unter Wasser) und Bauart Marcus, Cöln (Venti-

Abb. 296 u. 297.

Abb. 298.

*) Gebr. Rank, München, Inhalt der kleinen Zellen rd. 550 t, Schütthöhe bis 7,5 m, bei den grofsen Zellen etwa 1000 t bzw. 10 m; Mörsch, Der Eisenbeton, seine Theorie und Anwendung, Stuttgart 1912; Glückauf 1909 S. 51 ff.; Z. d. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 1908 S. 709; Berg- u. Hüttenm. Rundschau 1909 S. 153; Verkehrstechn. Woche 1909 S. 567. — Nach Gebr. Rank soll der Lagerraum bei Gaswerken ungefähr den Kohlenbedarf für 3 Monate fassen; das macht für November, Dezember und Januar etwa ein Drittel des Jahres aus. Beispiel: Jahreserzeugung 5 000 000 cbm, Kohlenjahresbedarf (bei 31 cbm Gasausbeute aus 100 kg Kohlen) 16 130 t, Kohlenvorrat = 5380 t. — Wo der ganze Jahresbedarf im Sommer auf dem Wasserwege zur Anfuhr gelangt, Lager wesentlich gröfser (70 %). Der Schrägtaschensilo gestattet, 12 bis 15 t Kohle auf 1 qm zu lagern. Für Hallen ohne Zwischenwände mit weitgespannten Dächern und Entnahme der Kohle von oben her mittels Greifer kann man 6 bis 8 ℳ für 1 t Nutzinhalt rechnen, bei dgl. Anlagen mit Zwischenwänden im Lagerraum und massiven Aufsenwänden steigen die Baukosten bis etwa 14 ℳ/t (ohne Fördermittel). Eisenbeton-Kohlensilos stellen sich auf 12 bis 22 ℳ/t, je nach Taschengröfse, Bauart und Baugrund. Fördereinrichtung bei Silos in der Regel erheblich billiger als bei Lagerhallen mit Entnahme der Kohle von oben, dsgl. die Betriebskosten, so dafs dadurch die höheren Anlagekosten wieder ausgeglichen werden. Vgl. auch Dingler Pol. J. 1910 S. 712 - neuartiger Betriebsbunker für den Kohlenbedarf der Kammeröfen im Gaswerk Hanau (für etwa eine Woche); ferner Journ. Gasb.-Wasserv. 1912 S. 1193 (Lagerungskosten) und S. 1226 (Literatur). — Nach Nübling (ebenda) kann allgemein über die Art der Lagerung von Kohle nicht entschieden werden, da sie von einer zu grofsen Reihe verschiedener Gesichtspunkte abhängig ist, und zwar vornehmlich von verfügbarer Grundfläche, Herkunft der Kohlen und damit zu erwartenden Wertverlusten und Erhöhung der Betriebsausgaben, Betriebswert trockener Kohlen u. a. Gedeckte Lager tragen den Bedürfnissen nach geringeren Verlusten und gröfserem Betriebswert bei höheren Anlage- und Lagerungskosten, Freilager den kleineren Anlage- und Lagerkosten bei gröfseren Wertverlusten und geringerem Betriebswert Rechnung. — Ueber Silos der Wayss & Freytag A. G., Berlin, Sor, Beton u. Eisen 1911 S. 409 ff.

lationsstollen)]; „grofsräumige" Silos nach Abb. 299*) (Bauart des Zivilingenieurs E. Meier, Berlin) sind ausgeführt für die städtische Gasanstalt Berlin-Tegel; Länge der Speicher 574 m, bei einer Breite von 52 m (Ausläufe in den Unterstützungen, Abb. 289 S. 524); Silos für Kesselhäuser, namentlich für stark staubende Kohle, deren offene Stapelung in bewohnten Gegenden oft unstatthaft, ETZ 1912, S. 769; ferner Industriebau 1913 S. 174 ff.

Abb. 299.

Asche, Z. d. V. d. I. 1909 S. 1942 ff.; Glückauf 1909 Nr. 50.

Erze, Mörsch, a. a. O.; St. u. E. 1909 S. 506, 549; 1910 S. 1605; 1911 S. 477; 1912 S. 300; 1913 S. 717 u. 1091; Z. d. V. d. I. 1909 S. 1928 (Bauart Züblin, Strafsburg); ebenda 1910 S. 430 (Erzsilo von Wayss & Freytag in Neustadt a. d. Haardt, 10 000 t bei 100 m Länge); Deutsche Bauz. 1912 S. 146.

Koks, St. u. E. 1909 S. 345; 1913 S. 717.

Zement, Z. d. V. d. I. 1911 S. 720; 1912 S. 238; 1913 S. 1304; Deutsche Bauz. (Betonteil) 1910 S. 65; Industriebau 1911 S. 187.

Kalk, Z. d. V. d. I. 1909 S. 460; 1911 S. 421; Dingler Pol. J. 1910 S. 539; St. u. E. 1913 S. 726.

Müll, ETZ 1907 S. 692; Industriebau 1913 S. 165.

Staub, Glückauf 1908 S. 1245.

Malz,**) Salz,***) Mischsilos für Rübensamen (Oelsaat, Fördertechnik 1910 S. 233), Drehspäne†) u. dgl.

Vgl. auch Hochbehälter (Bunker, Taschen usw.).

Baustoffe für die Silowände bei Getreide-Aufbewahrung vornehmlich (vgl. T. H, III, S. 184):

1. Holz [leicht und billig (Unterbau) und gut für die Erhaltung der Frucht, aber feuergefährlich]; Zellenform, meist rechteckig (meist amerikanische Packwände aus flach aufeinandergenagelten Bohlen).

---

*) Journ. Gasb.-Wasserv. 1907 S. 400.
**) Guillery, Z. d. V. d. I. 1910 S. 274 ff.
***) Z. d. V. d. I. 1910 S. 176; Rohsalzschuppen, Industriebau 1912 S. 11 ff.
†) Glaser Ann. 1909 II S. 81.

Nach Baumgartner läfst sich die Wandstärke bestimmen nach der Formel:*) $h = 0{,}1061\sqrt{\frac{Pl}{b}}$, worin bedeutet: P den Druck auf ein Brett in kg, l die lichte Weite des Siloschachtes in cm, b die Stärke des Brettes in cm, h die Breite des Brettes in cm.

2. Eisen; Querschnitt des Schachtes rechteckig und rund, Blechstärken 2 bis 13 mm (Buhle, Fördertechnik 1911 S. 153 und Lufft, Z. d. V. d. I. 1913 S. 156.

3. Mauerwerk; Querschnitt rechteckig, sechseckig und rund.

4. Eisenbeton; rechteckig, sechseckig und rund, neuerdings sehr beliebt; vgl. Mörsch, Z. d. V. d. I. 1911 S. 328 ff., ferner Mühlen- u. Speicherbau 1914 S. 115 ff.

Ueber unterirdische (eingehauene) Silos für Bergwerksmineralien (Kalisalze u. dgl.) Buhle, Z. d. V. d. I. 1913 S. 1867 und 1914 S. 780 ff.

Ueber schwimmende Speicher Z. d. V. d. I. 1906 S. 126 u. 792 sowie Massentransport S. 360 ff. und Fördertechnik 1912 S. 162.

B. Haufenlager, Bunker und Taschen.

a) **Hochbehälter** (Abb. 294 ff., S. 531 ff. und III. Bd. S. 264)**) sind in Holz, Eisen oder Stein ausgeführte, zur Lagerung von Kohle (Deutsche

---

*) Aus den Versuchen von Janfsen (Z. d. V. d. I. 1895 S. 1045 ff.) berechnet sich der Druck des Getreides (Weizen) nach der Formel:

$$p = s \cdot \left(1 - e^{-0{,}8\,\frac{x}{s}}\right),$$ worin bedeutet:

p den Druck auf 1 qm des Silobodens in t, s die Seitenlänge eines quadratischen Schachtes in m, $e = 2{,}71828$ (Basis des natürlichen Logarithmen-Systems), x die Schütthöhe des Getreides in m.

Daraus berechnet Baumgartner die folgende

Tafel der Bodendrücke p in t/qm für Weizen.

Schütthöhe x m	$s = 1{,}5$ m	$s = 2$ m	$s = 3$ m	$s = 4$ m
4	1,320	1,60	1,95	2,20
5	1,395	1,72	2,22	2,52
6	1,437	1,82	2,38	2,80
7	1,462	1,88	2,55	3,04
8	1,477	1,91	2,62	3,20
9	1,488	1,94	2,72	3,34
10	1,492	1,96	2,77	3,44
12	1,497	1,98	2,78	3,64
14	1,498	1,99	2,79	3,76
16	1,500	2,00	2,80	3,84

Der Seitendruck des Getreides beträgt 0,75 der angegebenen Drücke. Der Druck für Roggen ist 0,9 mal so grofs, da die Reibung etwas gröfser, das Einheitsgewicht aber geringer ist. Für Mais (sehr glatt) ist der Druck 1,2 mal so grofs.

Vgl. auch Pleifsner, Z. d. V. d. I. 1906 S. 976 ff., Mörsch, Der Eisenbeton, seine Theorie und Anwendung, Stuttgart 1912. Sor, Berechnung des Seiten- und Bodendruckes in Silozellen, Rundsch. f. Techn. u. Wirtschaft (Prag) 1908 S. 154 ff; v. Emperger, Handb. f. Eisenbetonbau (Abschn. Silos); Lufft, Deutsche Bauz. 1909 S. 146 ff.; ders., Druckverhältnisse in Silozellen, Berlin (Wilh. Ernst & Sohn) 1910 sowie Fördertechnik 1910 S. 234 ff.; Buhle, Z. d. V d. I. 1910 S. 1409 ff. (zahlreiche Quellen). Ferner Oesterreicher, Z. d. V. d. I. 1912 S. 313; Lindner (Wanddruck in Silos und Schachtöfen), Mitt. Forschungsarb., Heft 124 (Z. d. V. d. I. 1912 S. 2109); Ritter, Armierter Beton 1913 S. 21 ff.; Blumenfeld, Z. d. V. d. I. 1912 S. 1437 (Berechnung der Wand- und Bodendrücke eiserner Kohlenbunker der A. G. Breitfeld, Danek & Co.).

**) Ferner Z. d. V. d. I. 1907 S. 1056 ff.; St. u. E. 1909 S. 345; Glückauf 1911 S. 691.

Bauz., Betonteil, 1912 S. 161), Koks (St. u. E. 1912 Taf. 4), Erzen (St. u. E. 1913 S. 1532), Kalkstein, Asche, Sand, Zement u. dgl. bestimmte Bunker oder Taschen in Prismen-, Zylinder- oder Muldenform (Abb. 300) für Rohstoffvorräte am Fufse von Gichtaufzügen,[1]) ferner für Schiffsbeladung[2]) — Stapelmengen von 1 300 000 t, Länge der Verladebrücken bis 700 m, bei einzelnen Anlagen Taschenanzahl bis 1650 von je 50 bis 115 cbm Inhalt, Bodenneigung 38 bis 50°, obere Weite 15 bis 22 m —, endlich zur Lokomotiv- oder Wagenbeschickung[3]) sowie bei Aufbereitungs- und Brikettwerken u. dgl.,[4]) Ziegeleien, Trockenanlagen usw.[5]) Ueber Kokslöschtürme St. u. E. 1912 S. 1784 ff. Bunker werden u. a. auch über den Kesseln in Krafthäusern[6]) (Vorrat für 2 bis 4 Wochen)[7]) und über den Retorten (bzw. Kammern, Dingler Pol. J. 1910 S. 712) in Gasanstalten, vgl. S. 532 Fufsnote*), wie auch als Hochbehälter zur Lagerung und bequemen Verteilung für Städteversorgung u. dgl. (Abb. 300, Berquist-Mulde; Füllung durch Hochgleis, Verteilung in Strafsenhöhe) angelegt.

Abb. 300.

Kohlenspeicher für Gasanstalten mit Hängebahnen zur Füllung und Entnahme (Abb. 299 S. 533) Journ. Gasb.-Wasserv. 1907 S. 400, 1912 S. 1193 ff. (Nübling, „Ueber Kohlenlagerung und ihre Kosten"); Hochbehälter für Spülversatzstoffe Glückauf 1912 S. 1445 ff.

b) **Lager zu ebener Erde (Freilager, offene Stapelung)** unterscheiden sich nach I. Formgebung, II. Beschickung und III. Entnahme (Umlagerung, Selbstentzündung).

I. Formgebung:

a) Rücken (Abb. 309 S. 538), b) Prismen (Arbeitstreifen,[8]) c) Vollkegel (Abb. 308), d) Kegelstumpfe (Abb. 301 bzw. Abb. 302), e) Segmente (Abb. 303), f) Zusammengesetzte Formen, etwa nach Abb. 304.

II. Beschüttung:

a) (nach Abb. 306) von Hochgleisen, auf die mittels Rampen bodenständige Kippwagen oder Selbstentlader gehoben werden;[9])

---

[1]) St. u. E. 1908 S. 1853 ff. u. 1778, 1909 S. 235, 345 u. 504 ff. sowie Z. d. V. d. I. 1908 S. 732.

[2]) Z. d. V. d. I. 1909 S. 1005; St. u. E. 1908 S. 243 (Erzdocks aus Eisen), 1911 S. 1077, 1912 S. 1875 u. 2141 ff. sowie Glückauf 1908 S. 742 (Kosten).

[3]) Organ 1912 S. 205 u. 311, 1913 S. 242 ff., 1914 S. 24 ff. (Massengüterbahnhöfe).

[4]) Franke, Handb. d. Brikettbereitung, Stuttgart 1909.

[5]) Pantzer & Galke, Leitfaden f. d. Ziegeleimaschinen-Betrieb, München 1910; Marr, Das Trocknen und die Trockner. München 1910.

[6]) Fördertechnik 1911 S. 256 ff. sowie ETZ 1913 S. 1051 und Zentralbl. Bauv. 1913 S. 570; Z. d. V. d. I. 1913 S. 12 (s. auch Klingenberg, Bau grofser Elektrizitätswerke — Lagerung und Transport der Kohle und Asche —, Berlin 1913); St. u. E. 1912 S. 1013 ff. (Gaserzeuger-Anlage); Journ. Gasb.-Wasserv. 1913 S. 903; El. Kraftbetr. u. B. 1913 S. 619.

[7]) Klingenberg empfiehlt mit Rücksicht auf Streikgefahr bei Kesselhauslagerung einen Vorrat für mindestens zwei Monate (ETZ 1912 S. 769).

[8]) St. u. E. 1909 S. 234 ff. und Tafel II; ferner Z. d. V. d. I. 1908 S. 1806 (Trennungswände) und 1909 S. 1812 ff. (Erzlager).

[9]) Z. d. V. d. I. 1913 S. 102.

Abb. 301.

Abb. 302.

Abb. 303.

Abb. 305.

Abb. 306.

Abb. 304.

b) durch ortfeste Schwerkraftbahnen (S. 495), die so angelegt sind, daſs die Kurven am Anfang liegen, während die Entladestrecken gerade verlaufen, u. zw. entweder strahlenartig, fächerförmig oder parallel. Zum Fördern von Bergen auf Halden werden diese Bahnen auch verschiebbar ausgeführt bzw. auch fahrbar, u. zw. in der Geraden wie im Kreise (Abb. 307). Wo

selbsttätige Bahnen nicht in dieser Weise ausgeführt werden können, werden

c) Kabelbahnen (S. 494) gewählt;

d) mittels Seilbahnen und Schienenhängebahnen (S. 497 u. 504),*) zu denen auch die Bleichertschen Schlackenhaldenbrücken (Abb. 304 u. 305) gehören; Brückengliedlänge ∼ 7 m. — Ueber Bleicherts endlose Querförderer zur Vergröfserung der Schütthöhe Glückauf 1911 S. 490. Bis zu 125 m Höhe sind diese Haldendrahtseilbahnen ausgeführt.

e) durch Gefällebahnen (S. 495);

f) durch Hochbahnkrane (S. 504);

g) durch Kabelkrane (S. 504, St. u. E. 1913 S. 1101);

h) durch Drehkrane, die auf geraden Gleisen oder auf einem Kreissegmentgleis (Abb. 303) oder auf einem Kreisgleis (Abb. 301)

Abb. 307.

Abb. 308.

bzw. mehreren hintereinander angeordneten Kreisgleisen fahren (vgl. auch Glückauf 1909 S. 1368);

i) durch Kreisbahnkrane (Abb. 302);

k) durch Gurtförderer,**) Stahltransportbänder usw. (S. 512), oft in Verbindung mit Elevatoren (S. 517);***)

l) durch Förderrinnen (S. 513);†)

m) durch Conveyor (S. 521);

n) durch Kratzer (S. 514), u. zw. nach Abb. 308, Kegellager: Dodge, Philadelphia, geht bei der Ausladung, Lagerung und Wiederverladung der Kohlen von dem Gesetze aus, dafs sich körniges, von einem hochgelegenen Punkt ausgeschüttetes Gut kegelförmig unter dem natürlichen Böschungswinkel lagert. An der einen Seite eines scherenförmigen Gestelles von der Länge der Kegelseite bestreicht den Haufen eine Kratzerkette, welche die aus den Eisenbahnwagen (oder Schiffen) aufgenommene Kohle nach der jeweiligen Spitze des Kegels trägt

*) Organ 1913 S. 238.

**) St. u. E. 1907 S. 1820.

***) Z. d. V. d. I. 1907 S. 1901 ff. (Amme, Giesecke & Konegen A. G., Braunschweig).

†) Fördertechnik 1913 S. 45.

(Rinnenboden wird durch ein Eisenband gebildet, das verschiebbar ist). Zur Verladung vom Lager dient eine im wagerechten Teile mit Rädern auf meist kreisförmig gebogenen Schienen laufende, messerförmig gestaltete Fördervorrichtung *a*, die an der Kegelgrundfläche in die Haufen einschneidet, dort die Kohle fortnimmt und sie über eine schiefe Ebene hinauf zu einer an den Gleisen (oder am Ufer) erhöht gelegenen Tasche *b* bringt, aus der sie (sortiert) in die Verkehrsmittel gelangt [Kegelhöhe 20 m, Grundflächendurchm. 60 m; gröfste solche Lager 700 000 t (T.H, III S. 277)]; o) die Link-Belt Co., Chicago (Fredenhagen), arbeitet vielfach

Abb. 309.

nach Abb. 309: Die zwei oberen Kratzerförderer *a* und a_1 steigen von den unter S.-O. gelegenen Kohlenrümpfen, in die die Wagen entladen, schiefe Ebenen hinauf; *a* trägt die Kohlen auf das Lager, a_1 füllt die Taschen, und *c* u. *d* schaffen das Gut vom Lager zu einem Querförderer *b*, der a_1 speist; p) durch beliebige Vereinigung von a) bis o), z. B. d) u. k) nach Bleicherts Patent 150 197 u. 232 180 (Verbreiterung von Halden).

Abb. 310.

III. Das Aufnehmen bzw. Abziehen vom Lager erfolgt durch Schaufeln, Kübel (selbstfüllende Kübel oder Zinkenschaufel),*) Greifer (S. 499) in Verbindung mit Seil- und Hängebahnen, Hochbahn- und Drehkranen, Kabelhochbahnkranen, Kreisbahnkranen, mittels Tiefgleisen und Rampen (Abb. 306), mit Gurtförderern, Förderrinnen, Kratzern (Abb. 308),**) Conveyor, Elevatoren, Bagger usw., sowie durch Abspritzen (z. B. bei Spülversatz, Massentransport S. 246 bzw. Z. d. V. d. I. 1910 S. 1978, Moniteur von Gebr. Körting A. G.).

*) Z. d. V. d. I. 1906 S. 1626; Massentransport S. 101.

**) Vgl. auch S. 516 (Kratzer von Sauerbrey); besondere Ausbildung als Entspeicherungsvorrichtung durch Verbindung mit Drehkran, Kratzer und Gurtförderer.

c) **Tiefbehälter** (Erdfüllrümpfe, Taschen Abb. 238, S. 495) vielfach mit Sturzbahnen bei wechselndem Wasserstand (Abb. 310, Kohlen- und Erzverladung von der Eisenbahn in Schiffe); Schonung der Rohstoffe.*) — Tiefliegende Taschen für Erze bei Hochofenbeschickung, für Kohle bei Lokomotivbekohlungsanlagen, auf Gasanstalten und in Kesselhausanlagen, für Versatzstoffe bei Hüttenwerken usw. — Vorratschacht für Spülversatzgut, Glückauf 1912 S. 1361 und 1913 S. 1681. — Tiefbehälter für die Lagerung von Kohle unter Wasser.**) Bei 6 m Tiefe und 60 × 66,5 qm Grundfläche 24 000 cbm Inhalt bzw. bei 5 m Schütthöhe Fassungsvermögen 20 000 t Kohlen. — Ueber die Selbstentzündung von Kohle Journ. Gasb.-Wasserv. 1912 S. 873; ETZ. 1912 S. 832; St. u. E. 1913 S. 657.

In der Industrie übertrifft das Bedürfnis nach Betriebsicherheit das Verlangen nach Ersparnis; die mechanische Beförderung grofser Massen gewährt beide Vorteile, behebt zugleich bis zu einem gewissen Grade die so oft beklagte Leutenot und führt dadurch zu einer menschenwürdigeren Arbeit.

IV. Schwebebahnen.***)

I. Drahtseile.

a. Seile für Riesen (Holztransport).

Neben Rundeisen und Stahldraht sowie den gewöhnlichen Drahtseillaufbahnen vorzugsweise Litzentragseile aus Keildrähten (Abb. 311) $B = 130$ kg/qmm) und 7-litzige Seile (49 Drähte und 5 Hanfseelen) (Abb. 312).

Abb. 311

Abb. 312.

b. Seile für schwebende Seilbahnen.

Als umlaufende **Zugseile** werden durchweg 6-litzige Gufsstahldrahtseile im Albertschlag mit Hanfseele benutzt, deren Drähte eine Zugfestigkeit $K_z = 12\,000$ bzw. 15 000 bzw. 18 000 kg/qcm haben (I. Bd. 6. Abschn. III.). Der Sicherheitsgrad $\mathfrak{S}$ auf gerader Strecke liegt zwischen 8 und 12, meist $\mathfrak{S} = 10$.

Als festliegende **Trageile** werden verwendet:

Spiralseile (I. Bd. 6. Abschn. III.), bestehend aus zwei oder mehreren Lagen von Runddrähten (gewöhnlich 19 oder 37 Drähte) aus weichem Stahl, die spiralförmig um einen Seelendraht geschlagen sind.

$$K_z = (6000 \text{ selten})\ 12\,000 \text{ bzw. } 14\,500 \text{ kg/qcm}.$$

---

*) Berkenkamp (Zentralbl. Bauv. 1904 S. 361 ff.); St. u. E. 1907 S. 1463 u. Taf. XXI.

**) St. u. E. 1909 S. 457 und 1912 S. 874; Glückauf 1909 S. 37 ff.; Z. d. V. d. I. 1908 S. 1492 ff. Vgl. hierzu Buhle, Dingler Pol. J. 1910 S. 755 ff. (Lagerung der Kohle unter Luftabschlufs bzw. in einer sauerstofflosen Atmosphäre in Klönne-Silos); s. auch Z. d. V. d. I. 1911 S. 828 u. 1226 und 1912 S. 324; Journ. Gasb.-Wasserv. 1912 S. 752.

***) Vgl. H. d. I.-W., V. Teil, 8. Bd.; M. Buhle, Massentransport; G. v. Hanffstengel, Die Förderung von Massengütern, II. Bd.; P. Stephan, Drahtseilbahnen; G. F. Zimmer, The mechanical Handling of material; G. Cappelloni, Trasportiseret.

Tafel für Litzenseile aus Keildrähten

der Felten u. Guilleaume-Lahmeyerwerke, Mülheim-Rhein.

Seildurchmesser d mm	Anzahl Drähte i	Gewicht q kg/m	Bruchfestigkeit kg
20	35	1,57	22 750
22	35	1,92	27 950
23	42	2,08	29 350
24	42	2,15	31 050
26	48	2,65	38 100
28	48	3,01	43 650
30	48	3,43	49 900
32	48	3,77	54 850

Tafel für 7-litzige Seile

der Felten u. Guilleaume-Lahmeyerwerke, Mülheim-Rhein.

			Bruchfestigkeit		
Seildurchmesser d mm	Anzahl Drähte i	Gewicht q kg/m	Flußstahl von 120 bis 130 kg/qmm kg	Flußstahl von 140 bis 150 kg/qmm kg	Tiegelstahldraht von 160 bis 170 kg/qmm kg
7	21	0,18	2 375	2 725	3 075
8	"	0,23	3 075	3 525	3 975
9	"	0,29	3 875	4 425	4 975
10	"	0,37	5 050	5 775	6 500
11	"	0,45	6 050	6 925	7 775
12	"	0,53	7 150	8 150	9 175
12	28	0,57	7 675	8 750	9 850
13	"	0,63	8 600	9 800	11 000
14	"	0,74	10 050	11 500	12 950
15	"	0,86	11 700	13 350	15 000
16	"	0,99	13 400	15 300	17 200
17	"	1,08	14 600	16 700	18 800
18	"	1,23	16 600	18 900	21 300
18½	49	1,37	18 600	21 300	23 900
19	"	1,51	20 500	23 400	26 300
20	"	1,66	22 500	25 700	28 900
21	"	1,81	24 600	28 100	31 600
22	"	1,97	26 800	30 600	34 400
23	"	2,14	29 100	33 200	37 300
24	"	2,33	31 600	36 000	40 500
25	"	2,52	34 200	39 000	43 800
26	"	2,71	36 700	41 900	47 100
27	"	2,90	39 400	44 900	50 500
28	"	3,11	42 100	48 100	54 000
29	"	3,32	45 000	51 300	57 700
30	"	3,53	47 900	54 700	61 400

Tafel für Litzenseile

der Felten u. Guilleaume-Lahmeyerwerke, Mülheim-Rhein.

Seildurchmesser d	42 drähtige Litzenseile			72 drähtige Litzenseile		
	Drahtstärke δ	Querschnitt F	Gewicht g	Drahtstärke δ	Querschnitt F	Gewicht g
mm	mm	qcm	kg/m	mm	qcm	kg/m
12	1,3	0,56	0,54	—	—	—
13	1,4	0,65	0,62	—	—	—
14	1,5	0,74	0,72	—	—	—
15	1,6	0,84	0,81	—	—	—
16	1,8	1,07	1,03	—	—	—
17	1,9	1,19	1,15	—	—	—
18	2,0	1,32	1,27	1,5	1,27	1,22
19	2,1	1,45	1,40	1,6	1,45	1,38
20	2,2	1,60	1,54	1,65	1,54	1,50
21	2,3	1,74	1,67	1,75	1,73	1,62
22	2,4	1,90	1,83	1,8	1,83	1,75
23	2,5	2,06	1,98	1,9	2,04	1,95
24	2,6	2,23	2,15	2,0	2,26	2,15
25	2,7	2,58	2,48	2,1	2,48	2,40
26	2,9	2,77	2,67	2,2	2,74	2,64

Halbverschlossene Seile aus weichem Stahl $K_z = 5500$ bis 6000 kg/qcm oder aus Gufsstahldraht von $K_z = 9000$ bzw. 10 000 bzw. 12 000 kg/qcm.

Verschlossene Seile (I. Bd. 6. Abschn. III.) mit

$$K_z = (6000) \text{ bzw. } 9500 \text{ bzw. } 12\,000 \text{ kg/qcm.}$$

Simplexseile nicht mehr verwendet, da sie leicht flach gedrückt werden, weil ihnen der Kern fehlt.

Der Sicherheitsgrad liegt zwischen 4,5 und 8, meist $\mathfrak{S} = 6$.

Die Seile werden mit etwa fünffacher Sicherheit auf Zug berechnet.

Die **Verbindung** der einzelnen, in Längen von 150 bis 500 m hergestellten Seilstücke erfolgt zweckmäfsig durch Schraubkupplungen, deren verbreitetste Bauart Abb. 313 zeigt.*) Die Seilenden werden mit Weifsmetall vergossen oder durch Ringkeile auseinandergetrieben. Letztere Ausführung verdient den Vorzug, da bei ersterer leicht Säurereste zurückbleiben und auch Höhlungen im Ausgufs nicht vermieden werden können.

Abb. 313. Schraubkupplung nach Bleichert.

Geringere Seildurchmesser als 12 mm werden nicht angewendet. Die einzelnen Seilstücke werden durch Spleifsung miteinander ver-

*) Die Bleichertsche Muffe mit Ringkeilen (D. R.-P. Nr. 41 588) Z. d. V. d. I. 1902 S. 1771.

bunden; für jede Spleifsstelle sind etwa 2,5 bis 4,5 m zu rechnen, je nach dem Seildurchmesser.

Drähte über 5,2 mm Stärke werden in der ganz harten Qualität von $K_z = 14\,500$ kg/qcm nicht hergestellt. Die gröfste Länge entspricht einem Gewicht des einzelnen Drahtes von 47 bis 50 kg.

Durchhang der Seile: Bezeichnet (Abb. 314)

Abb. 314. Seildurchhang.

a die Stützenentferung in m,
p das Seilgewicht in kg/m,
Q die Spannkraft in kg,
f den Seildurchhang in m,

so ist für die Mitte

$$f = \frac{a^2 \cdot p}{8\,Q} \quad \ldots \quad (1)$$

Die eigene Last beträgt $\frac{1}{2} \cdot a \cdot p$.

Für Seile von 150 kg/qmm Bruchfestigkeit ist angenähert $\frac{Q}{q} = 3400$

und somit
$$f = \frac{a^2}{27\,000} \quad \ldots \quad (2)$$

Die **Stützenabstände** sind auf dem steileren Kurvenast etwas gröfser anzunehmen als gewöhnliche Entfernung, vorteilhaft zu 0,7 bis 0,9 des Wagenabstandes gewählt. In ebenem Gelände 80 bis 100 m, jedoch abhängig von den Bodenverhältnissen und der jeweils vorgeschriebenen freien Durchfahrt.

Der **Antrieb der Zugseile** erfolgt durch Scheiben mit Holz- oder Hirnledereinlage (auch Greiferscheiben) von 1,5 bis 3 m Durchm., je nach dem Abstande der Seile auf der Strecke von senkrechter oder wagerechter Welle aus durch Riemen oder Zahnräder. Bei halber Umspannung ist die auf ein Seil, das mit der Geschwindigkeit v m/sk arbeitet, übertragbare Leistung (bei $\mu = 0{,}16$ Reibung zwischen Seil und Scheibe) bei einer Spannkraft S kg des auf die Antriebscheibe auflaufenden Trums

$$N \sim \frac{5{,}5}{1000} S v \text{ PS} \quad \ldots \quad (3)$$

und, wenn eine Umführungsscheibe vorgelegt ist,

$$N \sim \frac{10{,}25}{1000} S v \text{ PS} \quad \ldots \quad (4)$$

II. Seilbahnen.

Schwebende Seilbahnen werden fast ausschliefslich für Massenförderung gebaut. Ihre **Laufbahnen**, aus Rundeisen, Stahldraht oder Drahtseil, sind an einem Ende fest verankert, am anderen durch Winden, Schrauben oder selbsttätig wirkende Vorrichtungen angespannt. Zwischen den Endpunkten sind passende Unterstützungen eingebaut. Die Seilbahnen bestehen aus festen Teilen (Gleise, Stützen, Stationen, Spannvorrichtungen) und beweglichen (Zugseil und Wagen).

A. Draht- und Seilriesen.

Sie dienen ausschliefslich zur **Bergab**förderung. Meist nur eine einzige Spannung (bis 1100 m und mehr).

Eine feste Laufbahn, auf welcher die Wagen frei und ohne Regelung der Geschwindigkeit laufen oder, an einem **Zugseile** hängend, gebremst zu Tal gelassen werden.

Als **Laufbahn** ein Eisen- oder Stahldraht von 6 bis 12 mm Stärke (Drahtgewicht $p = 0{,}7$ bis 0,8 kg/m) oder ein Drahtseil von 15 bis 40 mm Dicke, je nach Nutzlast. Im ersteren Falle werden Stücke von etwa 25 kg Gewicht zu beliebigen Längen zusammengelötet. Die Laufbahn ist in der oberen Station verankert, in der unteren durch eine Winde oder besser durch eine selbsttätige Vorrichtung bis zu $^1/_5\ K_z$ gespannt. Selten Zwischenunterstützungen. Stofs an unterer Station vielfach durch Erd- oder Faschinenpuffer aufgenommen. Drahtriese zur Förderung von kleinen Einzellasten, wie Scheitholz, Faschinen, Reisig, Holzkohle in Säcken, Heu usw., geeignet, wobei als **Wagen** Gabeln aus Holz, Eisenhaken, Haken mit Gleitsätteln oder Rollen, je nach Fördergut und Bahnneigung, zur Verwendung kommen. Die leeren Wagen werden in bestimmten Zeiträumen in gröfserer Zahl mit einem schwachen Seile oder durch ein Saumtier zum Ausgangspunkte gebracht.

Anlagekosten 40 bis 50 Pf für 1 m, davon entfallen 70 % auf Anschaffung und 30 % auf Einrichtung. Förderkosten 4 bis 5 Pf für 100 kg/km. Als Bedienungsmannschaft an jedem Ende zwei Mann. Leistungsfähigkeit 20 bis 25 t täglich.

Bei Seilriesen wird meistens ein **Wagen** an ein Zugseil gekuppelt; Laufgeschwindigkeit der Last, durch Bremsvorrichtung geregelt, 4 bis 6 m/sk.*) Die Wagen werden einzeln oder gruppenweise wieder auf der Laufbahn hochgezogen.

Zugseil in Litzenform, entweder auf eine Trommel aufgewickelt oder in sich geschlossen mit selbsttätiger Spannvorrichtung am unteren Ende.

Oft sind mehrere Lasten in 100 bis 300 m Abstand notwendig, um den selbsttätigen Gang bei geschlossenem Seil zu sichern.

Wechselstationen in der Bahnmitte, die gestatten, dafs der talwärts gehende beladene Wagen den leeren hochzieht, sind im Betriebe unbequem und häufig wegen der Geländeverhältnisse nicht anwendbar.

B. Seilbahnen mit ununterbrochenem Betrieb.

a. Einseilbahnen (englische Bauart).

Ein geschlossenes, an den Unterstützungsstellen auf Tragscheiben gelagertes Litzenseil läuft dauernd um und nimmt, als Trag- und Zugseil dienend, die Fördergefäfse mit, die vermittels einfacher, mit Holz oder Kautschuk ausgekleideter Sättel (Anordnung nach Hodgson) oder zweier beweglich in einem Bügel gelagerter Sättel, deren Stahlnasen in die Litzenvertiefungen eingreifen (Bauart Roe), angehängt sind. Auch kniehebelartige Seilklemmen finden Verwendung (Bauart Bleichert & Co. und Neitsch) sowie Klemmrollen (Bellani, Benazzoli & Co.).

---

*) Z. d. V. d. I. 1907 S. 1808 ff.

Letztere Vorrichtung besteht aus zwei Paaren von Druck- bzw. Klemmrollen, die ohne Rücksicht auf den Seildurchmesser ein sicheres Mitnehmen des Wagens gewährleisten. Die Seilentfernung auf der Strecke beträgt 1,75 bis 2,5 m, gewöhnlich 2,0 m. Die Anordnung des Antriebes und der Seilspannvorrichtung ist dieselbe wie bei den Seilbahnen deutscher Bauart. Antrieb- und Spannscheibe sind wagerecht.

1. Die **Hodgsonsche Bauart** (Abb. 315), seit 1867 in England eingeführt, arbeitet nur sicher bei Neigungen der Bahnlinie < 1 : 7 und erfordert deshalb einen Stützenabstand < 60 m; nur ausnahmsweise sind 100 bis 150 m zulässig. Bei einem Wagengewicht von etwa 50 kg wird die Nutzlast i. M. 100 bis 120, höchstens 150 kg; Fördergeschwindigkeit gewöhnlich 4 m/sk. Für gröfsere Fördermengen als 51 t/st wird diese Bauart nur selten benutzt.

Abb. 315.

Bezeichnet

L die Streckenlänge in m,
n die Zahl der Fördergefäfse auf jedem Seiltrum,
p das Eigengewicht eines Gefäfses in kg,
P die Nutzlast eines Gefäfses in kg,
q das Seilgewicht in kg/m,
v die Seilgeschwindigkeit in m/sk,
h den Höhenunterschied der Endpunkte in m,
Q die Gesamtfördermenge in t/st (8 bis 12 t/st),
N die erforderliche **Antriebleistung** in PS,

so ist
$$N \sim \frac{6\,v}{10\,000}\left[q\,L + n\left(p + \frac{P}{2}\right)\right] \pm \frac{Q\,h}{270} + 0{,}5 \text{ bis } 1{,}5 \text{ PS} \quad (5)$$
$$n = \frac{Q\,L}{3{,}6\,P\,v} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (6)$$

worin das —-Zeichen für Talförderung gilt. Wird N negativ, so mufs die überschüssige Kraft abgebremst werden (Bremsberganlage).

Die Spannkräfte im Seil ergeben sich aus den Gleichungen 8 (S. 549) mit dem Werte $\mu = 0{,}022$ bis 0,03 bei $Q = 10$ bis 20 t/st.

2. Die **Roesche Bauart** kann bis zu Neigungen von 1 : 2 (50 %) benutzt werden. Infolge der Unterstützung durch pendelnde Tragrollen (Abb. 315a), die entsprechend dem Stützenabstande und der Belastung zu 2 bis 4 für das beladene und 1 bis 2 für das leere Seil angebracht werden, sind gröfsere Stützenentfernungen (60 bis 120 m), bei Einschnitten des Geländes bis zu 800 m und mehr, sowie auch gröfsere Einzellasten (gewöhnlich 100 kg) bis zu 600 kg zulässig.

Abb. 315a.

Die **Seiltragrollen** (Durchm. rd. 0,6 m) erhalten wegen der Seilabnutzung meist ein leicht auswechselbares Futter aus weichem Eisen.

Die **Wagen** bestehen aus Laufwerk (nur in Stationen gebraucht) mit Seilgreifer, Gehänge und Fördergefäfs und sind in stabilem Gleichgewicht.*) Gröfste Fördermenge etwa 50 t/st.

*) Seilgreifer von Bullivant & Co., London. Engineering 1909 S. 714.

Mit den oben angegebenen Bezeichnungen wird unter Berücksichtigung von $h:L = \operatorname{tg}\varphi$

$$N \sim \frac{QL}{270}\left[0{,}12\frac{qv}{Q}\cos\varphi + \frac{1}{30}\left(\frac{1}{2}+\frac{p}{P}\right)\cos\varphi \pm \sin\varphi\right] + 1 \text{ bis } 3\,\text{PS}, \quad (7)$$

worin das —-Zeichen für Förderung nach abwärts gilt. Bei N negativ Abbremsen der überschüssigen Leistung in der oberen Station. Hat die Bahn mehrere voneinander wesentlich abweichende Neigungen, so sind die Glieder, die $\sin\varphi$ und $\cos\varphi$ enthalten, für jede einzelne Strecke zu berechnen. Da die in den Bruchpunkten stehenden Stützen durch die Seilspannungen stark belastet werden, so ist der hohe Zuschlag zu nehmen. (Bei geringen Neigungen kann $\cos\varphi = 1$ und $\sin\varphi = h:L$ gesetzt werden.) Die Seilbahn wird selbsttätig bei einer Neigung $> 1:23$ ($4\frac{1}{2}\%$).

Die Spannkräfte im Seil ergeben sich aus den Gleichungen 10 (S. 549) mit $\mu \sim 0{,}017$.

Abb. 316.

Belade- und Bremsstation.

Abb. 317.

Unten liegende Entladestation.

In den Endpunkten laufen die Wagen mit Laufrollen (Abb. 316 u. 317) auf Hängebahnschienen. Anschluß der Stationen an die Tragseile mittels Weichen, Drehschienen oder Schiebebühnen. Die An-

ordnung einer Beladestation mit Bremsvorrichtung für Bahnen Roescher Bauart zeigt Abb. 316. Mufs die Bahnlinie einen Bruchpunkt haben, so wird eine sich kurz bauende Winkelstation eingeschaltet, in welcher das Seil über eine oder zwei Ablenkung-scheiben ($D = 1,5$ bis $2,5$ m) geführt wird, während die Wagen von Hand auf Hängebahnschienen durch die Station bewegt werden. Selbsttätige Kurvenstation von Bullivant & Co. Die Fördergeschwindigkeit beträgt je nach Förderlast (100 bis 500 kg) 4 bis 1 m/sk. Die stündliche Fördermenge berechnet sich zu $Q = \frac{P \cdot 60}{1000\,a} \cdot 60$ t/st, wobei a = Wagenabstand in sk.

3. **Bauart nach Hallidie und Gourjon** (amerikanische Bauart). Bei geringen Fördermengen bis zu 10 t/st und sehr hügeligem Gelände werden die Fördergefäfse mit Muffen oder Stahlbändern fest mit dem Seil verbunden. Da die Be- und Entladung (selbsttätig oder von Hand) während der Bewegung erfolgt, so beträgt die Geschwindigkeit nur 0,8 bis höchstens 1,2 m/sk und das Gewicht der meist in Ballen oder Säcken verladenen Lasten nicht mehr als 50 kg. Bei Verladen von Kohle usw. $v \leq 0,25$ m/sk. Die Bahn kann sich dem Gelände beliebig anschließen, da Druckrollen das Abheben des Seiles verhindern. Die nur mit einer Tragrolle versehenen Stützen stehen in gleichen Entfernungen wie bei 2. Die Antrieb- oder Bremsscheibe befindet sich meist in der oberen, die Spannvorrichtung in der unteren Station. Antriebleistung und Seilspannung berechnen sich wie bei der Roeschen Bauart.

Abb. 318.

b. Zweiseilbahnen (deutsche oder Bleichertsche Bauart).*)

1. Zweigleisige Bahnen mit ununterbrochenem Betrieb.

Zwischen den einzelnen Stationen sind zwei Seile als Wagenlaufbahn gleichlaufend in einem Abstande von 1,5 bis 3 m (je nach Gröfse der Wagenkasten) auf Unterstützungen gelegt, in der einen Station verankert, in der anderen gespannt. Ein Seil für die beladenen Wagen (meist verschlossene Seile von $D = 20$ bis 40 mm), das andere für die leeren (meist Spiralseile von $D = 15$ bis 30 mm). Das endlose Zugseil, in den Stationen über Rollen gehend und auf den Zwischenunterstützungen durch Rollen getragen, wird durch ein Gewicht gespannt und bewegt die durch lösbare Kupplungen an-

*) Dieterich, Die Erfindung der Drahtseilbahnen. Z. d. V. d. I. 1906 S. 1805, ebenda 1907 S. 1805.

geschlossenen Wagen. Die jetzt gebräuchlichen Kupplungen gestatten beliebige Neigung der Bahnlinie für Leistungen bis zu 250 t/km.

Die **Linienführung** erfolgt, wenn möglich, nach der Geraden; Bruchpunkte an Spannstationen (Winkelstationen) verlegt. Neuerdings selbsttätiges Krümmungdurchfahren ohne Lösen vom Zugseil erfolgreich angewendet (Bleichert & Co., Pohlig u. a.) entweder durch Einbau einer Anzahl kleiner oder einer einzigen grofsen Scheibe. Ablenkung bis 180°.

Als **Tragseile** für geringe Lasten (leere Wagen) werden Spiralseile (19-, 33- und 37-drähtige) benutzt (I. Bd. 6. Abschn.).

Spanngewichte, aus nach örtlichen Verhältnissen sich ergebendem Stoff, durch Rolle abgelenkt, mit Kette oder biegsamem Seil an das Tragseil angeschlossen.

Bei schroffem Uebergang über Bergrücken oder für schwere, sich rasch folgende Lasten kommen verschlossene Seile zur Verwendung, deren Aufsenlage aus Formdrähten gebildet ist. Die glatte Oberfläche vermindert den Laufwerkverschleifs.

Die Abnutzung der Tragseile erfolgt nur auf der Oberseite (Kaltauswalzen), sowie da, wo sie in den Tragschuhen liegen.

Die Stärke der Seile hängt von der zugelassenen Abnutzung ab, und zwar wird für Spiralseile die Stärke des die leeren Wagen tragenden Trums gewählt:

bei $p \sim$	150	200 bis 250	> 250 kg
$d =$	22 bis 23	24 „ 25	28 mm;

die Stärke des vollbelasteten Trums:

bei $P \sim$	200	250 bis 350	350 bis 450	500 bis 600 kg
$d =$	30	33	35	38 mm.

Bei verschlossenen Seilen und mäfsigen Zugseilspannungen kann der Durchmesser für mittlere Betriebsverhältnisse etwa 2 mm kleiner sein.

Nutzlast $P > 750$ kg ist der gröfseren Seilabnutzung wegen selten; bei Lasten unter 300 kg wird die Arbeitskraft der Wagenschieber in den Stationen nicht genügend ausgenutzt.

Abb. 319.

Bei Holzförderung Stämme bis zu 18 m Länge (1500 bis 3000 kg).

Die Tragseile lagern vermittels flacher, fester oder drehbarer (Abb. 319) gufseiserner Auflagerschuhe ($l = 0{,}6$ bis 1,2 m) auf **Stützen** aus Holz, Eisen (meist Pyramidenform) oder bewehrtem Beton, die in Abständen von 40 bis 200 m (gröfste Spannweite 1280 m) aufgestellt werden. Stützenhöhe 6 bis 10 m, ausnahmsweise bis zu 55 m. Unter Umständen kann ein mit kurzer Ueberwurfkappe versehener Auflagerschuh gestatten eine niedrige Stütze zu verwenden, so dafs das Seil bis auf die freie Hängparabel heruntergezogen wird. Die Neigungsänderung an der Stütze sei bei mittleren Spannweiten $< 1:5$, bei grofsen Spannweiten 1 : 10 (vorteilhaft sind hier Pendelschuhe nach Abb. 319). Das Gewicht eiserner Stützen ist rd. 160 bis 170 kg auf 1 m Höhe. Der Anstrich ist alle drei Jahre zu erneuern. Die Stützen sind mit **Zugseiltragrollen** ($D = 250$ bis 600 mm) versehen, die (entsprechend Ober- oder Unterseil) über, neben oder unter (2 m) dem Tragseil angeordnet sind. Oft sind sie mit schmiedeisernen, leicht aus-

35*

wechselbaren Ringeinlagen versehen. Das Seil wird den Rollen durch eiserne Bügel zugeleitet, wenn es nicht von den Wagen getragen wird.

Uebergänge auf Bergen durch Tunnel, Einschnitt usw. verringert. Um bei grofser Spannweite den Knick des Seiles auf die Doppelstütze gut zu verteilen, sind auf dieser Länge in grofsem Halbmesser gebogene Rillenschienen, für das Zugseil eine Reihe von Leitrollen angebracht.

Anfangs- und End-**Station** als Kopfstation ausgebildet, Zwischenstationen als zweiseitig offene Hallen. Winkeltationen bei Bahnen unter 5 km Länge durch Kurvenstationen ersetzt.

Zugseile von grofser Biegsamkeit, meist aus Litzen hergestellt (8- bis 12fache Sicherheit), werden an einem Ende (fast stets durch Kegelräder) angetrieben und am unteren Ende durch die Spannvorrichtung, eine auf einem Schlitten gelagerte, durch Gewicht betätigte Seilscheibe gespannt. Die Spannschlittenlänge beträgt für 1 km 3 m, für jedes weitere km 1 m mehr. Bei Bahnen über 7 bis 8 km wird die Strecke meist geteilt und von der Mitte aus angetrieben, doch sind in gebirgigem Gelände Bahnen von 13 km Länge mit nur einem Zugseil in Betrieb.

Die **Wagen** bestehen aus Laufwerk, Kupplung, Gehänge und Fördergefäfs (Wagenkasten).

Das auf der Tragbahn rollende **Laufwerk** besteht aus zwei tief ausgekehlten Laufrollen, die sich auf den zwischen zwei Blech- oder Stahlgufsplatten gelagerten Achsen lose drehen (auch Kugel- bzw. Rollenlager verwendet). Vierrädrige Laufwerke nach Pohlig (Abb. 320),*) Bleichert u. a. schonen das Tragseil durch Verteilung des Raddruckes. Doppellaufwerke für unmittelbare Förderung von Grubenwagen, Langholz u. dgl. Ist nur eine Seilklemme vorhanden, so werden die Laufwerke durch eine Stange gekuppelt.

Abb. 320.

Die **Kupplungen** verbinden Wagen und Zugseil. Sie bestehen aus zwei das Seil umfassenden Backen, die durch Schrauben, Hebel, Exzenter, Keile oder Klemmrollen,**) meist unter Benutzung des Wagengewichtes, gegeneinander geprefst werden. Bei den älteren Kupplungen greift das Zugseil am Wagengehänge an, bei den neueren am Laufwerk, u. zw. (aufser bei sehr starken Steigungen) oberhalb der Tragseile, wodurch der Wagenkasten stets senkrecht hängt und die Station wegen des hochliegenden Antriebes übersichtlich und unfallsicher ist. Selbsttätiges Aus- und Einkuppeln durch Auflaufschienen.

Die **Gehänge**, meist aus Flacheisen, sind beweglich am Laufwerk befestigt und dienen den gewöhnlich um Schildzapfen drehbaren Wagen-

*) D. R.-P. Nr. 196 884; Organ 1908, S. 443 ff.

**) Bellani, Benazzoli & Co., Mailand.

kasten, deren Schwerpunkt unter- oder oberhalb der Aufhängepunkte liegt, als Lager. Liegt der Schwerpunkt oberhalb der Schildzapfen, so wird das Kippen erleichtert, im anderen Falle richtet sich der entleerte Kasten von selbst wieder auf.

Die **Kasten** aus Holz oder Stahlblech wechseln in der Form je nach Fördergut.

Wagenlasten bis zu 2500 kg, gewöhnlich aber nur 300 bis 800 kg.

Bei oberhalb angeordnetem Greifer können **Krümmungen** (ohne Abkuppeln des Wagens vom Zugseil), deren Halbmesser etwa 25 bis 40 m beträgt, selbsttätig durchfahren werden, wobei das Zugseil über eine Reihe von 5 bis 9 Ablenkungsscheiben von etwa 1,5 bis 2 m Durchm. läuft ($v = 1,5$ bis 3 m/sk) oder das Laufwerk mittels besonderer wagerechter Rolle an einer Schiene geführt wird. Zur Verhütung des Auspendelns der Wagen sind Führungsschienen vorzusehen, gegen die sich eine am Wagen befindliche Druckrolle (Pohlig) legt. Bleichert stellt eine Anzahl wagerecht liegender Zugseilscheiben nebeneinander, an deren Rändern die Klemmbacken gleiten, während die Wagen auf Hängebahnschienen laufen. Tragseile durch Führungsschienen abgelenkt oder durch Gewichte gespannt (Spannstation).

Die patentierte Bleichertsche Seilbahnstütze, bei welcher, von der Bahnachse aus gesehen, das eine Wagengehänge innerhalb, das andere aufserhalb der beiden Laufseile liegt, erlaubt ebenfalls Durchfahren von Krümmungen ohne Abkuppeln. Bleichert verwendet für Unterseil eine Klemme, die das Zugseil von oben her fafst.

Der Uebergang über eine einzige Ablenkungsscheibe von 4 m Durchm. mit $v \sim 0,8$ m/sk gestattet die Verwendung der Seilbahnen für Kohlen- und Erzstapelplätze mit Hülfe einer verschiebbaren Absturzbrücke (Abb. 318), wobei die Laufbahn aus Hängebahnschienen besteht.

Bezeichnet aufser den Angaben S. 544 G das Spanngewicht in kg, das die Seile an der am geringsten gespannten Stelle noch mit 300 bis 500 kg, je nach Seilstärke, anziehen soll, und wird gesetzt

$$qL + n(p + P) = QL\left[\frac{q}{Q} + \frac{0,28}{v}\left(1 + \frac{p}{P}\right)\right] = A$$

$$\text{bzw.} \quad qL + np = QL\left(\frac{q}{Q} + \frac{0,28 \,.\, p}{v \,.\, P}\right) = B,$$

so ergeben sich die gröfsten Spannkräfte in den Zugseiltrumen wie folgt:

Richtung der Förderung Lage des Antriebs	aufwärts oben	abwärts oben (Bremsung)	aufwärts unten	abwärts unten
Spannung S_1 im beladenen Trum . .	$A(\sin\varphi + \mu\cos\varphi) + \frac{G}{2}$	$A(\sin\varphi - \mu\cos\varphi) + \frac{G}{2}$	$A(\sin\varphi + \mu\cos\varphi) + \frac{G}{2}$	$\frac{G}{2} + A(\sin\varphi - \mu\cos\varphi)$
Spannung S_2 im leeren Trum . . .	$B(\sin\varphi - \mu\cos\varphi) + \frac{G}{2}$	$B(\sin\varphi + \mu\cos\varphi) + \frac{G}{2}$	$S_1 - B(\sin\varphi - \mu\cos\varphi)$	$B(\sin\varphi + \mu\cos\varphi) + \frac{G}{2}$ (8)

Hierin ist μ bei eingelaufenen Wagen 0,01, bei neuen bis 0,015 und der Winkel φ zu bestimmen aus $\operatorname{tg} \varphi = h : L$.

Weiter ist unter den bei Gleichung 7 (S. 545) angegebenen Bedingungen

$$N \sim \frac{Q \cdot L}{2700}\left[\frac{q}{Q} v \cos\varphi + \frac{1}{7}\left(1 + 2\frac{p}{P}\right)\cos\varphi \pm 10 \sin\varphi\right] + 0{,}5 \text{ bis } 5 \text{ PS} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (9)$$

oder angenähert

$$N = \frac{Q}{270}\left\{\frac{L}{100}\left[2 + 0{,}005 \cdot (100 - Q)\right] \pm h\right\} + N_0 \quad . \quad (10)$$

$\left.\begin{array}{l} +h \text{ bei aufwärts} \\ -h \text{ „ abwärts} \end{array}\right\}$ gehender Last

$N_0 = 0{,}5$ bis 5 PS.

Tägliche Förderkosten

für Bleichertsche Drahtseilbahnen unter gewöhnlichen Verhältnissen.

Tagesleistung t	Bahnlänge 500 m ℳ	1000 m ℳ	2000 m ℳ	5000 m ℳ
50	11	12	13	29
100	13	15	20	32
200	16	18	23	38
400	20	23	31	52
600	24	28	36	65
800	27	33	43	79
1000	30	37	48	94

Anlagekosten

von Bleichertschen Drahtseilbahnen unter gewöhnlichen Verhältnissen.

Stundenleistung t	Bahnlänge 500 m ℳ	1000 m ℳ	2000 m ℳ	5000 m ℳ
5	9 300	12 750	19 250	41 000
10	10 000	14 250	21 750	47 800
20	11 250	16 500	24 900	57 000
40	14 250	21 500	36 250	83 750
60	17 000	26 000	45 000	104 000
80	39 500	30 000	52 000	122 500
100	21 750	33 500	58 750	140 000

Nicht inbegriffen Motoranlage. Dazu kommen für Holzarbeiten und Errichtung der Bahnlinie etwa 6 ℳ für 1 lfd. m Bahn.

2. Eingleisige Bahnen

werden bei verhältnismäfsig kurzen Strecken benutzt, auf denen nur geringe Fördermengen in grofsen Einzellasten fahren. Aufwärtsförderung bei motorischem Antrieb mit $v_1 \sim 1{,}5$ m/sk, Abwärtsbewegung meist selbsttätig mit $v_2 = 4$ bis 6 m/sk. Die obere Scheibe des geschlossenen Zugseiles ist mit Bremsen (Wasserkühlung) und Antrieb ausgerüstet (selten liegt der Antrieb unten), die untere Scheibe mit Spannvorrichtung.

Unter Berücksichtigung der Be- und Entladezeit ist

$$Q \sim (0{,}7 \text{ bis } 0{,}8)\,\frac{3{,}6\ P}{L\left(\frac{1}{v_1}+\frac{1}{v_2}\right)} \text{ t/st} \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Zur Vergröfserung der Leistung werden bisweilen mehrere Wagen in kurzen Entfernungen hintereinander befördert. Ist nur ein Wagen vorhanden, so wird er fest mit dem Zugseil verbunden. Die Berechnung ist dieselbe wie unter 3.

3. Zweigleisige Bahnen mit hin und her gehendem Betrieb

werden für die selbsttätige Abwärtsbeförderung benutzt. Die erforderliche Gesamtneigung ist i. M. 1 : 10 bis 1 : 6,6 (10 bis 15 %). Mit dem meist endlosen Zugseil sind zwei Wagen fest verbunden, so dafs der eine sich an der Beladestelle (Füllrumpf), der andere an der Entladestelle befindet. Gewöhnlich selbsttätige Entladung durch Auslösen der Stellvorrichtung des Wagenkastens mit einem Anschlag. Zwei gleich starke **Tragseile**; bei $P \sim 500$ kg $d \sim 25$ mm; $P \sim 750$ kg $d \sim 30$ mm. Das **Zugseil** und die **Antriebleistung** werden nach Gleichung 8 bis 10 berechnet. Der Sicherheitsgrad wird mit Rücksicht auf die Zusatzbeanspruchung bei plötzlicher Bremsung zu $\mathfrak{S} = 12$ angenommen. Mittlere Fördergeschwindigkeit $v = 4$ bis 6 m/sk, nur ausnahmsweise mehr. Die gesamte **Fördermenge** ist $Q \sim 0{,}9\,\frac{3{,}6\,P\,.\,v}{L}$ t/st . . (12)

Zur Erhöhung von Q bisweilen eine Zwischenstation eingeschaltet, wenn die Geländeverhältnisse dies gestatten, andernfalls zwei hintereinander laufende Wagen durch Kuppelstange verbunden.

Schutzvorrichtungen gegen abstürzende Wagen oder Teile des Fördergutes in Form von hölzernen oder eisernen Brücken überall da, wo Häuser, Fabrikhöfe, Strafsen und Eisenbahnen gekreuzt werden. Oft genügen Drahtnetze (ungenügend über öffentlichen Strafsen und Eisenbahnen). Schutzbrücken oft als Seilstützen ausgebildet.

Gesetzliche Bestimmungen.

Anlage und Betrieb von Drahtseilbahnen sind unterstellt:

In **Deutschland:** der Landespolizeilichen Genehmigung und Aufsicht. Für Bergwerksunternehmungen dem Berggesetz.

In **Oesterreich:** Wie in Deutschland, doch Vorlage an das k. k. Eisenbahnministerium notwendig, wenn Geleise überschritten werden.

In **Ungarn:** dem Handelsministerium unterstellt.

C. Hängebahnen.*)

a. Gewöhnliche Hängebahnen

in Seilbahnstationen, Fabriken und beschränkten Werkplätzen. Wagen an Schienen hängend, die an Decke, Wandträgern oder Gerüsten, etwa 2 bis 2,5 m über dem Boden, befestigt sind. Bewegung durch Menschen, Tiere oder Zugseil, selten selbsttätig.

Die **Hängebahnschienen**, meist vom Profil Abb. 321, sind als zweifach gestützte Balken zu betrachten, werden durch Laschen verbunden und von 0,3 bis 0,4 m langen gufseisernen Schuhen getragen.

Abb. 321.

Hängebahnschiene.

Die freie Länge der Schienen beträgt bei schwachem Profil

($h \sim 12$ cm, $W \sim 45$ cm³, $G \sim 13$ kg/m)

für $P + p = 550$ kg 2,5 m,
„ $P + p = 700$ „ 2,25 „,
„ $P + p = 1100$ „ 2,0 „;

bei starkem Profil

($h \sim 15$ bis 16 cm, $W \sim 100$ cm³, $G \sim 23$ kg/m)

für $P + p = 800$ kg 3,5 m,
„ $P + p = 950$ „ 3,0 „,
„ $P + p = 1100$ „ 2,8 „.

Sind gröfsere freie Längen erwünscht, so werden die Schienen armiert; das starke Profil trägt bei einfacher Unterstützung in der Mitte Wagenlasten von $P + p = 950$ kg auf 5 m frei, bei doppelter Unterstützung solche von 1100 kg auf 7,5 m.

T. Tourtellier & Sohn in Mülhausen verwenden aus Stahlblech gepreſste Gleise (je etwa 2 m lang), die mit Stahlblechklammern an I-Träger angeschlossen werden. Ein Verlaschen der einzelnen Stöſse ist nicht erforderlich.

Verbindung der einzelnen Schienenstränge durch Weichen, Schiebebühnen und Drehscheiben. Als Ersatz für letztere dienen Kurvenscheiben (Bauart Fredenhagen). Drehweichen (wagerecht bewegt) und Klappweichen (senkrecht bewegt) meist selbsttätig durch die Wagen gestellt. Klappweichen nur bei Durchfahrt geschlossen, Drehweichen nur bei Durchfahrt offen. Bei durchgehendem Hauptstrang Kletterweichen. Kremplersche Weichen unverstellbar, besonders in Schlachthauseinrichtungen verwendet. Verbindung der Hängebahnen verschiedener Stockwerke mittels Fahrstuhls.

Am Stationsbeginn werden die Hängebahnschienen im Verhältnis 1 : 100 bis 1 : 75 nach der Strecke zu geneigt und durch Weichenzungen von etwa 1 m Länge an die Laufseile angeschlossen. Ueber Torwege, Einfahrten usw. gestattet die selbsttätig verriegelnde Fähre (D. R.-P.) von T. Tourtellier & Sohn jederzeit Durchgang.

b. Elektrohängebahnen von A. Bleichert & Co.**)

Diese Bahnen sind selbsttätige Schwebebahnen (reine Reibungsbahnen), bei denen jeder Wagen durch in die Laufwerke eingebaute

*) St. u. E. 1912 S. 1995 ff.; 1913 S. 899.

**) Z. d. V. d. I. 1904 S. 1770. — Schweiz. Bauz. 1910 S. 87. — El. Kraftbetr. u. B. 1908 S. 703.

Elektromotoren für sich angetrieben wird. Anwendung im Inneren industrieller Werke, zur Verbindung verschiedener Werkteile unter sich oder mit den Lagerplätzen.

Laufbahn wie bei Hängebahnen, auch Unterflansch von I-Trägern oder auf I-Träger aufgesetzte Grubenbahnschienen. Fahrbahn als geschlossener Kreis mit Betrieb in einer Richtung oder offen mit hin und her gehendem Betrieb. Halbmesser der Umkehrschleife $\geqq$ 7 m. Weichen für beide Fahrrichtungen mit Bedienung von Hand oder selbsttätig. Elektrische Verriegelung. Wagen wie bei Schwebebahnen, nur besondere Laufwerk- und Gehängeformen. Laufwerk gewöhnlich 2-rädrig, wenn auf Unterflansche von I-Eisen laufend 4-rädrig. Ausgerüstet mit 1 oder 2 staubdicht und wetterfest gekapselten Elektromotoren, die durch Stirnrädervorgelege die Laufräder antreiben, mit Magnetbremse und Stromabnehmer, bisweilen auch mit Steuerschalter zum Aendern der Fahrrichtung.

Fördergefäfs kippbar oder mit Seiten- oder Bodenklappen. Meist selbsttätig durch Entriegelung geleert. Gefäfse mit selbstregelndem Hubmotor für Schiffsentladung und Bedienung von Lagerplätzen.

Tragkraft 300 bis 2500 kg; vorteilhaft 500 bis 700 kg.

Fahrgeschwindigkeit 1 m/sk (bis 3,3 m/sk); in Krümmungen nur $v = 0{,}5$ m/sk. Steigungen bis zu 3 %. Bei 3 bis 15 % Zahnstangenhülfsbetrieb dergestalt, dafs das Laufwerk aufsen Zahnräder besitzt, die in Zahnstangen eingreifen. Bis zu 45° Hülfsseilbetrieb, Elektroseilbahnen.

Krümmungen bis zu 2,5 m Halbmesser.

Stromzuführung durch Kontaktleitung, die parallel der Laufschiene gespannt ist. Gewöhnlich einpolig, Rückleitung durch die Schiene. Gleichstrom von 110 bis 220 Volt Spannung.

Blocksystem Bleichert*) (Abb. 322). Die zwischen 1 und 9 liegende Schleifleitung ist in isolierte Abschnitte geteilt, die durch die Umführungsleitung l mittels der Schalter f und g, . . . gespeist werden,

Abb. 322.

und die von den Wagen auf die Hülfsleitung a oder b geschaltet werden. Der Wagen w_1 ist in Bewegung, Wagen w_2 dagegen kann erst fahren, wenn w_1 den Schalter f_1 auf b_1 umgestellt hat, wodurch die Strecke 5—6 in den Stromkreis eingeschaltet wird. Auf 1—2

*) D. R.-P. Nr. 184 147.

werden die Wagen beladen und diese Strecke durch den Handschalter *h* bedient.*)

Kraftbedarf. 1000 kg Nutzlast auf 1 km weit zu befördern 0,06 KW/st, Stromkosten nach örtlichen Verhältnissen.

Selbsttätiges Kippen, Anhalten, Bedienen der Füllvorrichtung, Betätigung der Wägevorrichtung, Sicherung der Wagen gegeneinander, Umlegen der Weichen.

Bisweilen Züge gebildet mit bemanntem Motorwagen (mit 25 PS-Lokomotive 15 t befördert).

c. Elektroseilbahnen Bauart Bleichert.**)

Verbindung von Elektrohängebahn mit Drahtseilbahn. Laufwerk mit Seilkupplungsapparat versehen. Auf der unteren Strecke elektrisch fahrend, wird der Wagen an der Schrägstrecke (45 % und mehr) selbsttätig an das Seil gekuppelt, hinaufgeschleppt, oben wieder freigegeben und fährt unter Strom weiter. Talfahrt in gleicher Weise. Gegenüber Aufzügen haben sie den Vorteil ununterbrochenen Betriebes und des Wegfalls von Bedienungsmannschaft.

D. Besondere Seilbahnarten.

a. Verladeseilbahnen

oder Kabelhochbahnkrane für Massengutförderung, Brücken-, Kanal- und Tiefbauten ($L = 350$ bis 500 m; $P = 5000$ bis 6000 kg). Tragseil zwischen zwei Stützen gespannt.

1. Fahrbare Verladeseilbahnen.

Katzenlaufbahn annähernd wagerecht.

1. Beide Stützen ($h \leqq 40$ m) fahrbar.
2. Eine Stütze fest, die andere fahrbar.

2. Feststehende Verladeseilbahnen (Blondins).

1. Fahrbahn ($L \leqq 650$ m) annähernd wagerecht. Hub- und Förderseil.
2. Fahrbahn stark geneigt (wenigstens 25 bis 30 %), nur ein Seil zum Heben und Verschieben der Last.

Tragseile an beiden Stützen verankert. Endloses **Zugseil** für Katzenbewegung in Seilträgern hängend. Knotenseil, Ketten oder Rundeisen mit Gelenken zum Verteilen der Seilträger.

Hülfsseil zum Kippen der Kübel in der Luft. Statt Seilträger, die auf einem Horn der Katze getragen werden, auch zwei unter dem Tragseil gespannte, in kleinen Abständen durch Querhölzer verbundene Seile (Bleichert). Bewegliche Türme auf Schienen laufend.

Antrieb mit Dampf oder Elektrizität. Leistung 15 bis 20 t/st bei 650 bis 240 m Spannung; Fahrgeschwindigkeit der Katze 2 bis 7,5 m/sk, des Turmes 0,25 m/sk.

---

*) Die Bauarten von Otto, Benrather Masch.-Fabr. und Luther sind der Bleichertschen nachgebildet. Die Bauart Andreovits hat nur eine durchgehende Leitung (ausgeführt von Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden).

**) D. R.-P. Nr. 177 289.

Zum Ausgraben in Strafsen halbbewegliche Bahnen, eine Stütze fest, die andere mit Maschinen, Kessel usw. auf Rädern. Spannung 70 bis 90 m, Förderlast 800 bis 1000 kg.

Besondere Ausführung von 2, 1 beim Bau der Zambesibrücke.*) Ein fester Turm (Drahtseil gelenkig gelagert) und ein nach rückwärts geneigter A-förmiger Pendelträger mit Spanngewicht zum Verringern der Fahrbahnneigung. $L = 265$ m, $P \sim 10\,000$ kg.

Seilbahnkrane mit Pendelstützen (von Brothers, Neubauer u. a.). Beide Stützen pendelnd, auf jeder Seite Spanngewichte; verwendbar auch für fahrbare Krane.**) Katze mit Führer; gröfste Last 5 t.

b. Beschickungs(Gicht-)seilbahnen

für Hochöfen werden 1. als **Schrägaufzüge**, folglich mit unterbrochenem Betrieb, und 2. als **ununterbrochen arbeitende Zuführungsbahnen** gebaut.

Bei 1. einfache Laufbahn und ein Förderkübel, der mit Schildzapfen in der Laufkatze gelagert ist, oder zwei schräge Bahnen (Neigung 55 bis 70°) nebeneinander. In Amerika auch Senkrechtausweichen unter Anwendung verschiedener Spurweite für die beiden Laufkatzen. Kübel von 0,25 bis 2,5 cbm Inhalt. Teilweiser Gewichtsausgleich; Zweitrommelwinden.

Leistung bei Zweigleisaufzug etwa 100 Lasten in der Stunde.

Inhalt der Kokswagen etwa 500 kg,
„ „ Erzwagen „ 750 „ .

Arbeitsgeschwindigkeit 0,75 m/sk. Zeitaufwand zum Füllen 60 bis 70 sk; Förderhöhe etwa 50 m.

Bei 2. schräge Hängeschienenlaufbahn von etwa 30° Neigung, geschlossenes Zugseil. Leistung 70 bis 150 t/st. Immer zwei Bahnen nebeneinander, davon eine zur Aushülfe. Wenn Erzrumpf dicht am Hochofen, so wird eine um 180° drehende Winkelstation eingeschaltet.***)

c. Haldenseilbahnen.†)

Statt die Halden zwischen hohen Seilbahnstützen anzulegen (bis zu 35 m), erfolgt deren Aufbau (bis zu 125 m) mittels einer in einen Gitterträger mit freischwebendem Endstück eingebauten Hängebahn. An der Absturzstelle keine Arbeiter. Endseilscheibe mit zugehörigem Hängeschienensegment in einem mit Rollen versehenen Rahmen gelagert, so dafs ein Verschieben nach dem neuen Glied möglich ist ohne Entspleifsen des Seiles. Entsprechend verlängerter Hub der Spannvorrichtung.

Haldenbahn mit sckwenkbarer Kurvenstation (Bleichert & Co.), bei der ein Bogen von 150 bis 180° beschüttet werden kann.

Wagen auf Hängeschienen laufend ($v = 1$ m/sk), Leistung rd. 45 t/st.

Kegelinhalt $$J = \frac{2\,(h \,.\, \operatorname{ctg} \alpha)^2 \,.\, \pi}{4} \cdot \frac{h}{3},$$

wobei h = Höhe der Halde, α = Schüttwinkel (etwa 35°).

*) Vgl. Engng. 1904 S. 572, ebenda 1905 S. 137 u. 572.
**) Vgl. Z. d. V. d. I. 1909 S. 374.
***) Vgl. St. u. E. 1908 Nr. 49. — Dingler Pol. J. 1904, 319 S. 186; 1908, 323 Nr. 37 u. 39.
†) Bleichert & Co., D. R.-P. Nr. 150 197.

d. Helling-Seilbahnen.[1])

1. Englische Bauart[2]) (Henderson) mit 3 die Helling in Längsrichtung überspannenden Seilbahnen ($l = 150$ bis 210 m), die nebeneinander auf 2 Querjochen von 30 bis 40 m Breite aufgestellt sind. Die Querjoche sind zum Ausgleich des Seilgewichtes nach rückwärts geneigt und senkrecht verankert. Seile mit darauf fahrender bemannter Katze an Wagen befestigt, die auf den Torstützen seitlich verfahren werden. Laufbahn 30 bis 45 m über Boden. Traglast etwa 3 t. Tragseilwagen $v = 7{,}5$ m/min; Katze $v = 180$ m/min, Haken $v = 30$ bis 46 m/min. Geringer Platzbedarf. Geringe Kosten.

2. Amerikanische Bauart.[3])

a) **Feste Bahn**, nur als vorübergehende Einrichtung. Eine Bahn über Schiffsmitte oder eine auf jeder Seite. Uebernahme von seitlichen Bauteilen.

b) **Bewegliche Bahn.**

1. Kreisabschnitt ($r = 85$ m) bestreichend; genügt für kleine Werften. Vom Drehpunkt am weitesten entfernte Helling fast ganz bestrichen, den näheren können nur Teile zugeführt werden.

2. Auf Querträgern gebaut wie 1. drei in etwa 90 m Abstand hintereinander aufgestellte T-förmige Träger ($h = 35$ m, $b = 50$ m), 2 Hellinge überspannend. Seile ($d = 35$ bis 65 mm) 25 m über dem Boden. 4 Katzen, von denen jede 1/2 Helling bestreicht.

Geschwindigkeiten: Seilwagen $v = 100$ m/min; Katze $v = 100$ m/min; Hub $v = 50$ m/min, Einzellast 2,5 t.

3. Deutsche Bauart[4]) (Böttcher) ähnlich wie 1., nur einfacher. Katze nicht bemannt. Tragseile schwer zu bewegen.

e. Meerseilbahnen[5])

zur Bekohlung von Kriegsschiffen auf hoher See.

1. Amerikanische Bauart (Lidgerwood-Miller) als Zweiseilbahn, mit Betriebsmaschinen auf dem Kriegsschiff, ausgeführt. Ausgleichwinde oder Schleppanker ($d = 2$ m) zur Regelung der Tragseilspannung. Ladung (bis 1,5 t) in Ledersäcken. Schleppgeschwindigkeit 18 bis 20 km/st; Schiffsabstand 120 m; Fördergeschwindigkeit 360 bis 600 m/min ($v_{max} = 900$ m/min). Leistung 35 bis 60 t/st bei mittlerem Seegang.

2. Deutsche Bauart.

a) Bauart Leue verwendet Einseilbahn mit Klemmbackengreifern. $v = 120$ m/min. Im allgemeinen zu geringe Leistung.

b) Bauart Adam[6]) sieht beliebig viele Aufgabestellen hintereinander vor. Endloses Seil.[7])

---

[1]) Vgl. Z. d. V. d. I. 1908 S. 1622 u. 1670.
[2]) Vgl. Engng. 1906 S. 503; ebenda 1907 S. 378. — Z. d. V. d. I. 1906 S. 962.
[3]) Vgl. Z. d. V. d. I. 1908 S. 1622. — [4]) Vgl. Z. d. V. d. I. 1908 S. 1829.
[5]) Vgl. Engng. 1900 S. 75; 1902 S. 170; 1904 S. 818. — Jahrb. d. Schiffbautechn. Ges. 1906 S. 484.
[6]) Felten-Guilleaume-Lahmeyerwerke.
[7]) Dingler Pol. J. 1908 S. 598 ff.

f. Zerlegbare Einseilbahn

(Bauart Maglietta)[1]) für militärische Zwecke. $L = 500$ m, $H_{max} = 350$ m.

Gewicht von 6 Unterstützungen (Stahlrohrkonstruktion) und 2 Stationen mit Benzinmotor etwa 6000 kg. Seil in kurze Stücke zerlegbar. 2 Wagen.

Durch 17 Mann in 36 st abgebrochen und wieder betriebsfähig aufgestellt.

g. Feldmanns Bergaufzug.[2])

An jedem Zugseilende ein Wagen, der an Gleisseilen verschlossener Bauart ($d = 44$ mm), die in ganzer Länge frei schweben, hängt. **Gleis(Führungs-)seile** übereinander, zu zweien durch Winkelhebel, an denen Spanngewichte hängen, verbunden. Gleisseile oben in Walzenlagern beweglich. Ingenieur Peter[3]) sieht zusammengesetzte Gewichte vor, so dafs bei Seilbruch das betr. Gewicht ausgeschaltet, das gemeinsame Gewicht auf die anderen Seile verteilt wird.

Zugseile, zu zweien nebeneinander am Wagen durch Winkelhebel verbunden.

Wagen mit etwa 6 Sitz- und 10 Stehplätzen; Führerstand in Wagenmitte; Gepäck auf dem Dach. Bremsen bzw. Fangvorrichtungen mit Federn und Keilen.[4]) Ueberwundene Höhe etwa 600 m; bei durchgehendem Zugseil und einer Antriebstelle bis zu 1200 m.

Notkabine für den Fall, dafs ein Wagen auf der Strecke stehenbleibt; von oben mit besonderem Windwerk herablafsbar.

h. Schwebebahn Bauart Torres y Quevedo[5])

3 × 2 Tragseile, unten fest verankert, oben durch Gewichte gespannt.

Zwölfrädrige Laufkatze mit angehängter Flechtwerkgondel für 12 bis 14 Personen. Endloses Zugseil. Selbsttätige und Handbremse. Hülfsschleppseil in oberer Station.

V. Hebewerke für flüssige Körper.[6])

A. Schöpfwerke.

1. Eimerwerk, besonders für unreine Flüssigkeiten geeignet. Geschwindigkeit der Kette bis 1 m/sk. Wirkungsgrad 0,6 bis 0,7.

2. Wasserschnecke, für Entwässerungsanlagen mit bedeutenden Abmessungen ausgeführt. Durchmesser bis 1,75 m; Schraubenlänge bis 10 m; Neigungswinkel der Welle gewöhnlich 30°; Hub-

---

[1]) Bzw. Ceretti & Tanfani, Bovisa p. Milano.

[2]) Zentralbl. Bauv. 1902 S. 477 ff. — Schweiz. Bauz. 1908, Bd. LII S. 311. — Z. d. V. d. I. 1909 S. 1283 ff. — Deutsche Bauz. 1910 Nr. 89 ff. — Z. f. B. 1910 S. 835 ff. — Z. d. V. d. I. 1913 S. 1783 ff.

[3]) D. R.-P. Nr. 221 377.

[4]) Patent der Giefserei Bern der L. v. Rollschen Eisenwerke in Gerlafingen (Schweiz).

[5]) Vgl. Génie civ. 1909, Bd. LV S. 105. — Z. d. V. d. I. 1909 S. 1283.

[6]) Vgl. Hartmann-Knoke, Die Pumpen. 3. Aufl. von M. Berg; Berlin 1906, J. Springer.

höhen bis 4,5 m. Minutliche Umlaufzahl $n < 21 : R$, wenn R der Schraubenhalbmesser in m. Wirkungsgrad 0,75 bis 0,90. Für kleinere Durchmesser 2gängige, für gröfsere 3- und 4gängige Schnecken. Unteres Ende der Schnecke soll $^1/_2$ bis $^2/_3$ des Durchmessers eintauchen.

3. Kettenpumpe, für dickflüssige Stoffe benutzt. Hubhöhen bis 3 m; Steigrohrweite 12 bis 15 cm; Scheibenabstand 0,8 bis 1 m; Kettengeschwindigkeit 0,9 bis 1,2 m/sk. Wirkungsgrad 0,65 bis 0,75.

4. Wurf- und Pumpräder, für grofse Be- und Entwässerungsanlagen mit Dampfmaschinenbetrieb vielfach ausgeführt. Wurfräder, für wechselnde Förderhöhen wenig geeignet, haben einen nach innen offenen (erzielbare Höhe kleiner als der Radhalbmesser), Pumpenräder einen nach innen geschlossenen Radkranz (Wasser kann über Radmitte gehoben werden; Umfangsgeschwindigkeit 1 bis 3 m/sk).

	Förderhöhe	Aufsen-durchm.	Lieferungs-grad	Wirkungs-grad
Wurfrad . .	1 bis 4 m	5 bis 10 m	0,8	0,5 bis 0,7
Pumprad .	3 „ 6 „	5 „ 8,5 „	bis 0,95	0,6 „ 0,8

Leistung und Kraftbedarf. Bedeuten

Q die gehobene Flüssigkeitsmenge in cbm/sk,
q die von einer Zelle geschöpfte Flüssigkeitsmenge in cbm,
γ das Gewicht der Flüssigkeit in kg/cbm,
H die Hubhöhe in m,
n die minutliche Umlaufzahl,
N die erforderliche Betriebsleistung in PS,
η den mechanischen Wirkungsgrad,
λ den Lieferungsgrad (bei guter Ausführung ist für Schöpfwerke mit schöpfenden Gefäfsen $\lambda \sim 1$, für Schöpfwerke mit treibenden Flächen $\lambda = 0,8$ bis 0,9), dann ist

für das **Eimerwerk** und die **Kettenpumpe** $Q = \frac{\lambda v q}{a}$,

v Kettengeschwindigkeit in m/sk, a Eimer- oder Scheibenabstand in m;

für **Schöpfräder** und **Wasserschnecken** $Q = \lambda \frac{n z}{60} q$,

z Anzahl der Fördergefäfse bzw. der Schraubenwindungen;

für **Pumpräder** (auch angenähert für **Wurfräder**)

$$Q = \lambda \frac{\pi (D^2 - D_1^2)}{4} B \frac{n}{60},$$

B Radbreite in m, D äufserer, D_1 innerer Radkranzdurchmesser in m.

Kraftbedarf $N = \frac{\gamma Q H}{75 \eta}$.

B. Pumpen.

Das Heben der Flüssigkeit geschieht

a) durch Luft-, Dampf- oder Gasdruck (Saugheber, Druckluftheber, Pulsometer, Humphreypumpe),

b) durch einen Strahl von Druckwasser (Wasserstrahlpumpen, hydraulische Widder), von Druckluft oder Dampf (Injektoren),
c) durch umlaufende Zahnräder (Zahnradpumpen),
d) durch rasch umlaufende Schaufelräder (Kreiselpumpen),
e) durch Kolben (Kolbenpumpen).

a. Hebung durch Luft-, Dampf- oder Gasdruck.

1. Saugheber.

Sie dienen für Entwässerungen und zum Entleeren von Behältern. Es bedeuten

Q die zu hebende Flüssigkeit in cbm/sk,
H_s die Förderhöhe bis zum Heberscheitel in m,
H_f die Fallhöhe in m vom Heberscheitel bis zum Flüssigkeitsspiegel am Ablauf oder bis zur Mündung über dem Spiegel,
$H = H_f - H_s$ den Höhenunterschied zwischen beiden Flüssigkeitsspiegeln in m,
A den äufseren Luftdruck in m der betr. Flüssigkeit,
v und v_a die Geschwindigkeiten im Heberrohr und am Ausflufs in m/sk,
h_s und h_f die den Geschwindigkeiten im Heberrohr entsprechenden Widerstandshöhen in m vor und hinter dem Heberscheitel.

Der äufsere Luftdruck A drückt bis zum Heberscheitel, deshalb folgt

$$A > H_s + \frac{v^2}{2g} + h_s.$$

H_s ist gewöhnlich gegeben. v wird gewählt und meistens $= v_a$ genommen. Aus v ergibt sich der Durchmesser der Heberleitung $D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$, woraus sich h_s und h_f abschätzen lassen.

H entspricht den Widerstandshöhen $h_s + h_f$ und der Geschwindigkeitshöhe $\frac{v_a^2}{2g}$, deshalb mufs sein

$$H = \frac{v_a^2}{2g} + h_s + h_f.$$

Wird H nach den örtlichen Verhältnissen zu grofs, so ist v_a kleiner zu wählen.

Bei $H_f > A$ kann die Heberwirkung noch durch Verengung des Ausflufsquerschnitts ($v_a > v$) erzielt werden.

Am Heberscheitel ist für die sich abscheidende Luft eine (selbsttätige) Entlüftung anzubringen. Diese kann oft bei Inbetriebnahme des Hebers zum Hochziehen der Flüssigkeit über den Heberscheitel hinaus benutzt werden, sonst sind besondere Luftsauger nötig.

2. Druckluftheber.

Von Bedeutung sind die **Mammutpumpen** *) von A. Borsig, Berlin-Tegel. Sie werden vielseitig verwendet zum Fördern von schlamm- und sandhaltigem sowie chemisch verunreinigtem Wasser in Zement-,

*) Z. d. V. d. I. 1898 S. 981 und 1904 S. 1080.

Zucker- und Stärkefabriken und im Bergwerks- und Hüttenbetriebe. Die Pumpe besteht aus einem Förderrohr *r* (Abb. 323) und einer Druckluftleitung *l*, die am unteren Ende etwas oberhalb des offen endenden Förderrohres durch ein Fufsstück verbunden sind. Die aus der Luftleitung in das Förderrohr aufsteigende Druckluft verringert das spezifische Gewicht des darin befindlichen Wassers und gibt seine Bewegungsenergie zum Teil an das Wasser ab. Durch den Druck des umgebenden Wassers erfolgt die Förderung. Die Pumpe kann deshalb nicht ansaugen, sondern mufs in das zu hebende Wasser eintauchen. Eintauchtiefe je nach der Förderhöhe $^1/_3$ bis $^2/_3$ derselben. Ausgeführt für Leistungen von 0,05 bis 72 cbm/min und Förderhöhen bis 300 m. Vorzug: geringer Platzbedarf, Einfachheit und Betriebssicherheit. Nachteil: grofser Druckluftverbrauch, Wirkungsgrad je nach Förderhöhe und Menge etwa 0,25 bis 0,5, gerechnet zwischen Luftkompressorantrieb und gehobenem Wasser.

Abb. 323.

Windkessel
Luftzylinder
Dampfzylinder
r
l

Schutz gegen Einfrieren durch selbsttätige Entwässerung beim Stillstand der Pumpe durch eine Ueberlaufleitung mit Wassersack.

Als Saftheber und zur Förderung ätzender Flüssigkeiten dienen **Montejus**, geschlossene Gefäfse, denen die zu hebende Flüssigkeit aus dem Vorratsbehälter zuläuft, während die Luft durch einen Entlüftungshahn entweicht. Zulauf und Entlüftung werden dann abgesperrt und Druckluft wird eingeleitet, die die Flüssigkeit hochdrückt. Darauf wird umgesteuert, und das Spiel beginnt von neuem. Umsteuerung von Hand oder selbsttätig. Zuweilen statt Druckluft auch Dampf verwendet.

3. Dampfdruckpumpen (Pulsometer).

Pulsometer sind kolbenlose Dampfpumpen mit 2 Kammern. In diese tritt der Dampf abwechselnd ein, umgesteuert durch eine Kugel (M. Neuhaus & Cie., Berlin-Luckenwalde, Abb. 324) oder durch eine Zunge (Gebr. Körting A.-G., Hannover) oder durch Klappen, und treibt das Wasser durch das Druckventil hinaus; dann schlägt sich der Dampf nieder, infolgedessen die Saugwirkung eintritt.

Anwendung der Pulsometer im Bergbau zum Sümpfen, bei Eisenbahnwasserstationen, zum Auspumpen von Baugruben usw., wenn geringe Anschaffungskosten und Einfachheit der Anlage wichtiger sind als die Höhe des Dampfverbrauches. Saughöhe am besten 2 bis 4 m, aber auch bis 8 m. Saugkraft hört bei 50° Wassertemperatur auf, das Wasser mufs dann zulaufen. Druckhöhe bis 50 m, bei gröfseren Höhen mehrere Pulsometer übereinander, obere Stufen arbeiten wegen Erwärmung des Wassers schlechter. Dampfdruck (Dampf mufs möglichst trocken sein) bei kleineren Förderhöhen etwa 1,5 at, bei gröfseren 2 bis 3 at höher als die Druckhöhe in at, mit Abdampf noch 2 bis 4 m Druckhöhe zu erzielen. Leistung bei 5 m Förderhöhe bis 7 cbm/min, bei 50 m bis 2,25 cbm/min.

Bei gewöhnlichen, gut gebauten Pulsometern ist das verbrauchte Dampfvolumen zwei- bis dreimal so grofs wie die geförderte Wassermenge, und man erzielt mit 1 kg Dampf eine Leistung von 3000 bis 5000 mkg in gehobenem Wasser, entsprechend einem Dampfverbrauch von 54 bis 90 kg/PS_e-st.

Bei geringeren Hubhöhen gelangt man zu ungünstigeren Leistungszahlen als bei gröfseren Hubhöhen. Entsprechend vorstehenden Zahlen

Abb. 824.

Dampf
Wasser
Dampf
Dampf
Wasser

beträgt die Temperaturerhöhung des gehobenen Wassers etwa 2° bis zu 10 m Förderhöhe; für je 10 m weitere Höhenzunahme sind etwa 1,5° zu rechnen.

4. Gasdruckpumpen.

In Gröfsen bis 330 PS_e (165 cbm/Min. auf 9 m Höhe) hat die **Humphrey**-Pumpe*) Anwendung gefunden.

Ein Ventilkörper mit Saug- und Druckventilen trägt eine Haube, die oben Gaseintrittsventile und eine Spülluftzuführung, tiefer liegend einen Kranz von Auspuffventilen enthält. Gas- und Auspuffventile sperren sich gegenseitig. Die Pumpe arbeitet im Viertakt. 1. Takt: Zündung des Gasgemisches mit nachfolgender Expansion. Vortreiben der Wassersäule bis zum Freilegen der Auspuffventile und Eintreten von Spülluft. 2. Takt: Zurückpendeln der Wassersäule, Austreiben der Abgase, Kompression des Gasrestes. 3. Takt: Expansion der komprimierten Abgase, Vortreiben der Wassersäule und Einsaugen neuer Gase. 4. Takt: Wassersäule pendelt noch einmal zurück, komprimiert das eingesaugte Gas, das mit dem nächsten Takt entzündet wird.

Gesamtwirkungsgrad zwischen Heizwert des Gases und Leistung in gehobenem Wasser etwa 0,16. Kohlenverbrauch (Anthrazit) im Gas-

*) Z. d. V. d. I. 1911 S. 267 und 1913 S. 885 u. 942.

erzeuger 0,5 bis 0,65 kg für 1 PS_e-st. Anlage billig. Zum Anlassen dient Druckluft.

b. Strahlpumpen.

1. Wasserstrahlpumpen.

Gleichförmig wirkende Wasserstrahlpumpen. Das aus einer Düse austretende Betriebswasser saugt die zu hebende Flüssigkeit an, mischt sich mit ihr und fördert das Gemisch in die Höhe.

Die Wasserstrahlpumpen werden in den verschiedensten Gröfsen gebaut und finden zahlreiche Verwendung im Bergbau (beim Abteufen, insbesondere beim Tieferbringen vorhandener Schächte), bei Gründungsarbeiten, zur Kellerentwässerung usw.; wegen ihrer Einfachheit und des Fehlens beweglicher Teile eignen sich diese Pumpen auch zur Förderung schmutzigen und schlammigen Wassers.

Förderung bis 150 cbm/st, gewöhnlich 0,6 bis 10 cbm/st. Betriebswasserdruck, 3 bis 800 m Gefälle, meistens 3,5 bis 4 at (Wasserleitungsdruck), mufs gröfser sein, als es der zu überwindenden Förderhöhe entspricht. Wirkungsgrad, 0,1 bis 0,3, ist abhängig von dem Verhältnis der Druckhöhe des Kraftwassers zur Förderhöhe und von der Saughöhe. Saughöhe bis 8 m, am günstigsten 3 bis 4 m.

Abb. 325.

Sperrventil

Wasser

Stofsweise wirkende Wasserstrahlpumpen (hydraulische Widder, Stofsheber) (Abb. 325). Der Ueberdruck des strömenden Kraftwassers schliefst ein Sperrventil, wodurch das Wasser zum Stillstand kommt und einen Stofs erzeugt, der das selbsttätige Druckventil des Widders öffnet und einen Teil des Wassers hochdrückt. Durch Nachlassen des Druckes im Arbeitswasser schliefst sich das Druckventil, und das Sperrventil geht auf. Das Spiel beginnt von neuem.

Anwendung, wenn Kraftwasser von geringem Druck im Ueberflufs vorhanden ist, zur Förderung kleinerer Wassermengen auf gröfsere Höhen. Kraftwasserleitung zweckmäfsig kürzer als 20 m. Gröfsen für Aufschlagwassermengen von 0,003 bis 0,25 cbm/min. Wirkungsgrad schwankt zwischen 0,3 und 0,85, ist um so kleiner, je gröfser das Verhältnis der Förderhöhe zum Kraftwassergefälle ist und ist für die häufigsten Fälle 0,7.

2. Dampfstrahlpumpen.

Dampfstrahl-Elevatoren (Ejektoren) finden Anwendung zum Heben solcher Flüssigkeiten, die eine Kondensation des Dampfes gestatten, u. zw. als Brunnenpumpen, als Lenzpumpen, ferner zum Heben von schlammigen Flüssigkeiten, von Säuren, Laugen usw., in besonderer Ausführung auch als Feuerspritzen für Fabrikbetriebe.

Grofser Dampfverbrauch. Die Wassertemperatur nimmt mit wachsender Förderhöhe zu. Da der Wirkungsgrad verhältnismäfsig gering ist, so ist die Verwendung der

Elevatoren für stetige Wasserhaltungen und gröfsere Wassermengen ausgeschlossen. Kann aber die dem geförderten Wasser mitgeteilte Wärme nützlich verwertet werden, so übertrifft der Elevator jede andere Pumpvorrichtung durch seine Einfachheit und Betriebsicherheit.

Leistungen bis 300 cbm/st. Bei 3 bis 10 at Dampfdruck beträgt die erzielbare Druckhöhe bis 40 m, wenn die Saughöhe $<$ 1,5 m (kaltes Wasser), bis 24 m bei Saughöhen bis 7 m. Nichtsaugende Elevatoren können Förderhöhen bis zum 2fachen der dem Dampfdruck entsprechenden Wassersäulenhöhe überwinden und bei 2 bis 3 m Druckhöhe Wasser bis etwa 80° fördern (Schäffer & Budenberg).

Injektoren heifsen die ausschliefslich zum Speisen der Dampfkessel dienenden Dampfstrahlpumpen. Insbesondere finden Injektoren für Lokomotiven weitestgehende Verwendung. Sparsamer Betrieb, da die Wärme des Dampfes im Speisewasser bleibt.

Abb. 326.

Die Injektoren zerfallen in **nichtsaugende** und **saugende.** Die saugenden Injektoren (Abb. 326) (Schäffer & Budenberg) haben eine Dampfregulierspindel. Beim Ingangsetzen läfst man erst einen feinen Dampfstrahl in die Düse treten, bis das Wasser angesaugt ist und durch das Schlabberventil abläuft; dann verstärkt man den Dampfstrahl, bis er das Dampfwassergemisch durch das Rückschlagventil zum Kessel treibt. Das durch die Injektoren geförderte Wasser kann einen Gegendruck überwinden, der erheblich höher ist als der Betriebsdruck. Abdampf-Injektoren können mittels Abdampfes noch Dampfkessel mit 7 at Innendruck speisen; das Speisewasser mufs ihnen aber zufliefsen und darf nicht wärmer als 18° sein. — Durch die Injektoren wird das Wasser auf 70 bis 90° erwärmt.

Ferner sind zu unterscheiden **einfache** Injektoren mit einem und **Doppelinjektoren** (Körtings Universal-Injektoren) mit zwei Düsensätzen. Bei einfachen Injektoren darf das Speisewasser bei 1 bis 2 m Saughöhe und 9 bis 10 at Kesseldruck bis zu 40° warm sein, bei Körtings Universal-Injektoren unter denselben Verhältnissen bis zu 57°. Bei gröfseren Saughöhen oder höheren Kesseldrücken darf das Speisewasser nicht so warm sein; umgekehrt darf es wärmer sein, wenn es zufliefst oder der Kesseldruck niedriger ist. Ausführungen für Leistungen von 0,3 bis 40 cbm/st.

Es kommen auch selbsttätig wieder angehende (restarting) Injektoren zur Anwendung, die, falls durch Undichtigkeiten im Saugrohr oder durch Stöfse (bei Lokomotiven, Lokomobilen, Schiffskesseln usw.) einmal ein Versagen vorkommen sollte, selbsttätig das Wasser wieder ansaugen. **Restarting-Injektoren** heben **kaltes** Wasser bis zu 5 m Saughöhe und **zufliefsendes** Wasser bis zu 45°.

Bei allen Injektoren ist auf genügende Weite der Anschlufsrohre zu achten, sowie darauf, dafs der Dampf mit seinem vollen Drucke zur Verfügung steht. Wünschenswert ist, den Betriebsdampf unmittelbar dem Dampfkessel (u. zw. von der

höchsten Stelle) zu entnehmen, auf keinen Fall aber von der Dampfzuleitung einer Dampfmaschine, weil in dieser der Dampfdruck stets schwankt.

c. Zahnradpumpen.

Bei Zahnradpumpen (Abb. 327) wird der Druck durch ein in einem Gehäuse umlaufendes Zahnräderpaar erzeugt. Die Pumpen finden vielseitige Verwendung als Kühlwasser-, Seifenwasser- und Schmierölpumpen, namentlich für schnellaufende Wellen. Antrieb durch unmittelbare Kupplung, Zahnräder, Ketten, Riemen oder Elektromotor. Pumpen von A. Neidig, Mannheim, haben einen Lieferungsgrad von 0,9 bis 0,95 (bei dünnflüssigen Stoffen weniger) und einen Wirkungsgrad bei kleinen Pumpen von 0,5 bis 0,6, bei gröfseren von 0,6 bis 0,7. Drücke bis 25 at, Mengen von 1 bis 475 l/min. Baustoff für Oelförderung: Graugufsgehäuse mit Stahl- oder Graugufsrädern, für Süfswasser: Rotgufsräder, für Seewasser und Laugen: Gehäuse und Räder aus Phosphorbronze.

Abb. 327.

d. Kreiselpumpen (Zentrifugalpumpen).

Wirkungsweise. Die Arbeitsübertragung von dem Antrieb auf das Wasser erfolgt durch den Druck der Schaufeln in den Laufrädern auf das darin befindliche Wasser. Die Schaufeln beschleunigen das zu fördernde Wasser beim Durchgang durch ein Laufrad in tangentialer Richtung bis zur Umfangsgeschwindigkeit u des Laufrades. Die von den Schaufeln abgegebene Beschleunigungsarbeit findet sich in der verlustfrei arbeitenden Pumpe am äufseren Umfange des Laufrades in einer entsprechenden Zustandsänderung des dort befindlichen Wassers wieder. Wird die Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers durch das Rad vernachlässigt, Eintritt des Wassers im Radmittelpunkt mit der Geschwindigkeit 0 angenommen, und sind die Schaufeln radial gerichtet, so entsteht diese Zustandsänderung: 1. radial durch die Arbeit der Fliehkraft, 2. tangential durch Aufnahme lebendiger Arbeit. 1. Arbeit der Fliehkraft für 1 kg Flüssigkeit: Die Fliehkraft ist der Entfernung von der Drehachse verhältnisgleich, sie ist im Radmittelpunkt 0, am Umfang $\frac{1}{g}\frac{u^2}{r}$, also im Mittel $\frac{u^2}{2gr}$. Weg in Richtung der Kraft ist r, deshalb die Arbeit $\frac{u^2}{2gr}\cdot r = \frac{u^2}{2g}$. 2. Aufnahme lebendiger Arbeit für 1 kg Flüssigkeit ist $\frac{1}{g}\frac{u^2}{2} = \frac{u^2}{2g}$. Beide Arbeiten sind demnach theoretisch bei radialen Schaufeln gleich grofs und

setzen sich in Nutzarbeit durch Drucksteigerung des Wassers um, die Arbeit der Fliehkraft innerhalb des Schaufelrades, Spaltüberdruck, die lebendige Arbeit aufserhalb des Rades durch künstliche Verzögerung (Querschnittsvergröfserung) der Flüssigkeit in den Leitkanälen des Gehäuses. Die Summe beider Arbeiten ist $\frac{u^2}{g}$. Ist $\mathfrak{H}$ die theoretische Druckhöhe, so folgt $\mathfrak{H} = \frac{u^2}{g}$. Die erzeugte Druckhöhe ist also dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit oder der Umlaufzahl des Laufrades verhältnisgleich. Die tatsächlich erreichte Druckhöhe ist wesentlich kleiner wie $\mathfrak{H}$, durch die zulässige Umfangsgeschwindigkeit u begrenzt und beträgt etwa $u^2 : 18$ bei Hochdruckpumpen, $u^2 : 22$ für Niederdruckpumpen (für mittlere Verhältnisse). Ist die Geschwindigkeit zu hoch, verschleifsen die Leitschaufeln stark, besonders bei sandigem Wasser. u gewöhnlich bis zu 32 bis 35 m/sk, wobei ein Rad bis zu 60 bis 70 m Förderhöhe erzeugt, für besondere Fälle Druckhöhen mit einem Rade bis zu 100 m, $u \gtreqqless 40$ m/sk. Für gröfsere Förderhöhen **mehrstufige** Anordnung. In einem Gehäuse bis zu 6 oder 7 Rädern, bei kleinen Pumpen bis zu 10, bei gröfserer Räderzahl zwei Pumpen hintereinander. **Einteilung.** Einstufige Pumpen bis zu 30 m Förderhöhe, **Niederdruckpumpen,** haben in der Regel keine Leiträder, die Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck erfolgt im spiralförmig ausgebildeten Druckkanal hinter dem Laufrad. Wirkungsgrad je nach Druckhöhe und Fördermenge (0,15 bis 35 cbm/min) 0,35 bis 0,73. Einstufige Pumpen bis 100 m Druckhöhe für mittlere und grofse Fördermengen (0,5 bis 30 cbm/min), **Mitteldruckpumpen**, erhalten einen Leitkanal, Wirkungsgrad 0,55 bis 0,80. **Hochdruckpumpen** erhalten wie die Turbinen Leiträder, daher: Turbinenpumpen. Sie werden für Leistungen von etwa 1 bis 10 cbm/min gebaut, erhalten mehrere Stufen, wobei jede Stufe je nach Förderhöhe und Menge 10 bis 70 m Förderhöhe erzeugt. Selbst bei kleinen Mengen grofse Förderhöhen durch hohe Drehzahl zu erzielen, z. B. erreicht bis 2 cbm/min auf 1000 m bei $n = 3000$ und $\eta = 0{,}74$. Gröfste zur Zeit erzielte Druckhöhe 1200 m. Wirkungsgrad 0,68 bis 0,8. Hochdruckpumpen werden je nach den Arbeitsbedingungen auch für verhältnismäfsig kleine Druckhöhen benutzt, wenn es auf guten Wirkungsgrad ankommt. Im allgemeinen haben Pumpen mit gröfserer Stufenzahl einen besseren Wirkungsgrad.

Anwendung und **Antrieb.** Kleinere Kreiselpumpen werden für die verschiedenartigsten Zwecke angewendet, auch zum Heben schlammiger, unreiner Flüssigkeiten. Antrieb durch Riemen oder durch Elektromotor. Kesselspeisepumpen elektrisch oder durch kleine Dampfturbine angetrieben. Gröfsere Kreiselpumpen werden bei Entwässerungsanlagen verwendet, ferner als Dockpumpen, als Wasserwerkpumpen, sowie für Wasserhaltungen. Wasserwerkpumpen durch Dampfturbinen angetrieben; für Wasserhaltungen elektrischer Antrieb.

Bauart. Konstruktionsbeispiele: Abb. 328 u. 329, Pumpe für grofse Fördermenge bis 300 cbm/min und niedrigen Druck von der Maschinenfabrik Cyclop, Mehlis & Behrens, Berlin. Abb. 330, Niederdruckpumpe

von C. H. Jäger & Co., Leipzig. Abb. 331 u. 332, Niederdruckpumpe mit einseitigem Einlauf und Leitrad der Maschinenbau-A.-G. Balcke-Frankenthal. Abb. 333, 6-stufige Pumpe mit gegengeschalteten Rädern von Gebr. Sulzer, Winterthur. Abb. 334 u. 335, 5-stufige Pumpe

Abb. 328.

Abb. 329

mit Entlastungsscheibe von C. H. Jäger & Co. Abb. 336, 5-stufige Hochdruckpumpe mit Umführung von Weise Söhne, Halle.

Abb. 331 u. 332.

Abb. 330.

Laufräder. Bei 1-stufigen Pumpen meist mit zweiseitigem Einlauf (Abb. 328 u. 330), bei mehrstufigen in der Regel mit einseitigem Einlauf (Abb. 333 ff.). Baustoff: zähe Bronze, geglättet. Jedes Rad ist für sich auszuwuchten und mit der Welle zu prüfen. Abdichtung gegen das Gehäuse durch Dichtungsringe (glatt oder labyrinthartig), meistens aus Bronze, aber auch aus Weifsmetall und hartem Stahl.

Gehäuse und **Welle.** Gehäuse bei Niederdruckpumpen spiralförmig und in einen Kegel auslaufend, in dem das Wasser auf die Geschwindigkeit im Druckrohr verlangsamt wird (Abb. 329), oder das Laufrad wirft in einen ungeschaufelten, sich erweiternden Leitkanal aus (Abb. 330). Bei Hochdruckpumpen wird in der Regel ein geschaufelter Leitkanal, ein Leitrad, angeordnet. Schaufelzahl am Leitrad und am Laufrad verschieden. Schaufeln zuspitzen. Gehäuse entweder zweiteilig mit wagerechten Trennflächen oder (Abb. 334 u. 335) in jeder Stufe senkrecht geteilt und von durchgehenden Stahlbolzen gehalten. Die einfache Ringform gibt Sicherheit gegen Bruch und ermöglicht Beherrschung der

Gufsspannungen. Deshalb Anwendung von Gufseisen bis 100 at möglich. Senkrechtes Unterteilen gestattet leichtes Auseinandernehmen nach längerem Betriebe auch bei Steinansatz durch das Wasser. Abdichtung der Gehäuseteile gegeneinander durch Gummi in keilförmigen Ringnuten.

Welle aus hochwertigem Nickelstahl, Elektrostahl (wegen gleichmäfsigen Gefüges) oder in besonderen Fällen aus schmiedbarer

Abb. 335.

Abb. 333.

Abb. 334.

Entlastungsscheibe

Abb. 336.

Bronze. Wichtig ist ein erschütterungsfreier Gang der Welle, deshalb ist grofse Sorgfalt auf die Bearbeitung zu verwenden, damit keine schädlichen Spannungen in die Welle kommen, und die fertige Welle ist auf

Schwingungen zu untersuchen. Abdichtung der Welle gegen das Gehäuse durch Stopfbüchsen [Packungsstoff: Baumwolle oder Asbest (kein Hanf), bei heifsem Wasser Graphit]. Auf eine sorgfältige Abdichtung der Saugstopfbüchse mit Sperrwasser ist besonders Wert zu legen (Saughöhe). Die Hochdruckstopfbüchse mufs dem vollen Pumpendruck widerstehen, der Druck kann durch Vorschalten einer labyrinthartigen Entlastungskammer verringert werden (Weise Söhne, Halle). Lagerung der Welle beiderseitig in Ringschmierlagern mit Weifsmetallschalen. Lager lang und kräftig mit reichlicher Oelkammer, bei hohen Leistungen und Umlaufzahlen mit Wasserkühlung ausführen.

Bei mehrstufigen Pumpen finden sich aufser den entsprechend der Stufenzahl senkrecht zur Welle unterteilten Gehäusen (Abb. 334), auch solche mit ungeteiltem Zylinder, in welche die einzelnen Stufen eingesetzt werden (Abb. 333 u. 336). Pumpen für grofse Wassermengen und hohe Drehzahlen (Wasserwerkspumpen mit Dampfturbinenantrieb) ergeben Bauarten nach Abb. 337 (Maffei-Schwartzkopff-Werke, Berlin).

Abb. 337.

Ausgleich des Achsialdruckes. Sind keine besonderen Vorkehrungen getroffen, so wird die Welle mit den Laufrädern, da auf der dem Wassereinlauf entgegengesetzten Seite jedes Laufrades ein Ueberdruck gegenüber der Einlaufseite herrscht, nach der Saugseite gedrängt. Dieser Seitenschub gefährdet den Betrieb, er wird durch verschiedene Mittel beseitigt oder abgefangen; bei Rädern mit einseitigem Einlauf entweder durch Gegenschaltung je zweier einzelner Räder (Abb. 333) oder je zweier Radgruppen (Abb. 336), durch Schaffung gleich grofser, gleich belasteter Druckflächen an beiden Radseiten (Abb. 334 u. 338) oder durch Anordnung einer Entlastungsscheibe (oder -kolbens), die Druckwasser aus der letzten Stufe erhält und den Achsialdruck aller Räder aufnimmt. Abb. 339 zeigt schematisch die Anordnung einer Entlastungsscheibe (Sulzer). Je nach der Spaltweite zwischen Scheibe und

Abb. 338.

Gehäuse fliefst mehr oder weniger Wasser durch den Spalt und es wird im Zuführungskanal zur Entlastungsscheibe mehr oder weniger Druck abgedrosselt. Die achsial verschiebbare Welle stellt sich also selbsttätig ins Gleichgewicht. Abb. 340 doppeltwirkende hydraulische Entlastung (Jäger & Co.), hebt in wechselnder Richtung auftretende Seitenschübe selbsttätig auf. *e* ist der Druckteller: Wirkt der Schub in der Pfeilrichtung, so wird Spalt *b* geschlossen und *c* geöffnet, das Druckwasser fliefst von *a* durch *c* über *d* nach *f*. Bei umgekehrter Schubrichtung wird Spalt *c* geschlossen, *b* geöffnet, und das Druckwasser fliefst durch *b* und *g* nach *f* und *h* ab. — Verbreitetste Bauart:

Abb. 339.

Abb. 340.

die einzelnen Räder für sich nicht ausgeglichen, Achsialdruck aller Räder durch besondere Entlastungsscheibe aufgenommen. Auch bei in sich ausgeglichenen Radanordnungen tritt z. B. durch verschiedene Abnutzung der Dichtungsringe und bei Aenderung der Umlaufzahl noch ein Achsialschub auf, der durch Kamm- oder Kugellager (Abb. 333 u. 336) oder durch eine kleine Entlastungsscheibe (Abb. 333) aufgenommen wird. Zuweilen werden die einzelnen Räder absichtlich nicht vollständig ausgeglichen, so dafs die Entlastungsscheibe stets einen gewissen Schub auszugleichen hat (Jäger & Co.).

Berechnung. — Es bezeichnen

u_1 und u_2 die Geschwindigkeiten des Laufrades am inneren und äufseren Umfange in m/sk,

c_1 und c_2 die absoluten Ein- und Austrittgeschwindigkeiten am Laufrade in m/sk,

w_1 und w_2 die relativen Ein- und Austrittgeschwindigkeiten am Laufrade in m/sk,

c_0 die achsiale Geschwindigkeit am Saugmunde des Rades,

α_1 und α_2 die aus Abb. 341 ersichtlichen Winkel, die die Schaufelenden mit dem inneren bzw. äufseren Radumfange bilden,

β_1 und β_2 die Winkel, die die Geschwindigkeitsrichtungen von c_1 und c_2 mit dem Radumfange bilden,

H_s und H_d die hydrostatische Saug- und Druckhöhe in m,

$H' = H_s + H_d$ die gesamte hydrostatische Förderhöhe in m,

H die manometrische Förderhöhe. Sie ist gröfser als die statische um die Druckhöhen h_s und h_w, die nötig sind, die Flüssigkeit durch die Leitungen zu treiben. Bei kurzen Leitungen und grofsen Förderhöhen (z. B. bei Wasserhaltungen) ist H nur um einige Prozente gröfser als H'. Bei langen Leitungen und mäfsigen Förderhöhen (z. B. Wasserwerkanlagen) ist H beträchtlich gröfser als H'. Berechnung der Leitungswiderstände I. Bd. S. 277 u. 286.

$\mathfrak{H}$ die theoretische Förderhöhe. $\mathfrak{H}$ mufs wegen der Verluste innerhalb der Pumpe beträchtlich gröfser sein als H, im Mittel $\mathfrak{H} = 1{,}5\,H$,

ε den hydraulischen Wirkungsgrad $= \dfrac{H}{\mathfrak{H}}$,

Q die geförderte Flüssigkeitsmenge in cbm/sk,

A die Flüssigkeitshöhe des Luftdruckes (I. Bd. S. 392),

g die Fallbeschleunigung $= 9{,}81$ m/sk².

Die **gröfstmögliche Saughöhe** ergibt sich aus der Bedingung

$$A - \left(H_s + h_s + \frac{c_0^2}{2\,g}\right) > 0.$$

Abb. 341.

Praktisch werden bis zu 8 m erreicht, es sollen möglichst nicht mehr wie 5 bis 7 m, bei kleinen Pumpen 3 bis 5 m genommen werden. Es ist der Einflufs der Wassertemperatur und des spezifischen Gewichtes zu berücksichtigen und für ein gutes Abdichten an den Stopfbüchsen der Radwelle und an den Rohrleitungen zu sorgen.

Die **theoretisch von der Pumpe erzeugte Druckhöhe** ergibt sich aus der Grundgleichung

$$\mathfrak{H} = \frac{H}{\varepsilon} = \underbrace{\frac{u_2^2 - u_1^2}{2\,g}}_{1} + \underbrace{\frac{c_2^2 - c_1^2}{2\,g}}_{2} + \underbrace{\frac{w_1^2 - w_2^2}{2\,g}}_{3}.$$

Hierin ist:

1 die Drucksteigerung durch die Fliehkraft.

2 Drucksteigerung, die der durch die Pumpe bewirkten Erhöhung der absoluten Wassergeschwindigkeit von c_1 auf c_2 entspricht.

und die zum Ausdruck kommt, wenn man die Geschwindigkeit des Wassers von c_2 auf 0 ermäfsigt,

3 Druckänderung, die der Aenderung der Wassergeschwindigkeit in den Laufradkanälen entspricht. (In der Regel läfst man den Kanalquerschnitt nach dem Radumfange zunehmen, so dafs der Anteil 3 eine Drucksteigerung darstellt.)

Aus der Beziehung $w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2\,u_2\,c_2 \cos\beta_2$ (Abb. 342) folgt die einfache Form der Grundgleichung

$$\frac{g\,H}{\varepsilon} = u_2\,c_{u_2} - u_1\,c_{u_1},$$

Abb. 342.

worin $c_{u_2} = c_2 \cos\beta_2$ und $c_{u_1} = c_1 \cos\beta_1$ die Projektionen der absoluten Geschwindigkeiten c_2 und c_1 auf die Umfangsgeschwindigkeiten u_2 und u_1 bedeuten.

Einflufs der Schaufelform. Meist wird der Schaufelwinkel α_1 so gewählt, dafs bei normaler Förderleistung c_1 radial gerichtet ist, bei Rädern mit nahe an die Achse geführten Schaufeln aber auch so, dafs c_1 etwas im Sinne der Drehung geneigt ist, wodurch grofse Eintrittsquerschnitte erzielbar sind.

Wird durch die Wahl von α_1 c_1 radial gerichtet, so ist $c_{u_1} = 0$, und die Grundgleichung besagt

$$\frac{g\,H}{\varepsilon} = u_2\,c_{u_2}.$$

H wird also unabhängig davon, wie weit die Schaufeln zur Mitte geführt sind.

Für radial endende Schaufeln ist $c_{u_2} = u_2$, $\frac{g\,H}{\varepsilon} = u_2^2$

(Form II, Abb. 341),

für rückwärts gekrümmte Schaufeln ist $c_{u_2} < u_2$, $\frac{g\,H}{\varepsilon} < u_2^2$

(Form I, Abb. 341),

für vorwärts gekrümmte Schaufeln ist $c_{u_2} > u_2$, $\frac{g\,H}{\varepsilon} > u_2^2$

(Form III, Abb. 341).

Mit einer bestimmten Umfangsgeschwindigkeit u_2 wird also die erzeugte Druckhöhe am gröfsten bei vorwärts gekrümmten, am kleinsten bei rückwärts gekrümmten Schaufeln. Der durch die Zentrifugalkraft erzeugte Anteil der Druckhöhe entspricht u_2 und gibt eine statische Druckhöhe, den Spaltüberdruck, c_{u_2} dagegen entspricht dem dynamischen Teil der Druckhöhe, erzeugt durch Umsetzung der absoluten Geschwindigkeit c_2 in Druck innerhalb der Leitkanäle. Der dynamische Anteil an der Druckhöhe ist also bei vorwärts gekrümmten Schaufeln gröfser, bei rückwärts gekrümmten kleiner und bei radial endenden Schaufeln ebenso grofs wie die statische Drucksteigerung im Laufrade. Da die Umsetzung der Geschwindigkeit c_2 in Druck innerhalb der Leitkanäle mit erheblichen Verlusten verknüpft ist, ε also kleiner wird,

so werden rückwärts gekrümmte Schaufeln bevorzugt. Sie haben den weiteren Vorzug, dafs die Druckhöhenkurve in Abhängigkeit von der Fördermenge oder der Umlaufzahl flacher verläuft, was für die Regelung von Pumpen, die statischen Druck zu überwinden haben, als auch bei Schwankungen in der Umlaufzahl wichtig ist.

Häufig verwendet werden rückwärts gekrümmte Schaufeln mit Winkeln von 30 bis 40° zwischen den äufseren Schaufelenden und dem Radumfang, hierfür kann

bei Hochdruckpumpen mit Leitschaufeln $u_2 = 4{,}25\sqrt{H}$,
„ Niederdruckpumpen ohne „ $u_2 = 4{,}8\sqrt{H}$

gesetzt werden.

Die hydraulischen Verluste im Laufrade durch Kanalreibung, Wirbelungen, unstetige Querschnittsänderung, unvollkommenes Anschmiegen des Wassers an die Schaufeln treten zurück hinter den Verlusten im Leitrade. Wirkungsgrad des Laufrades etwa bis 0,94, des Leitrades bis 0,78. Der hydraulische Wirkungsgrad $\varepsilon = \frac{H}{\mathfrak{H}}$ ist für rückwärts gekrümmte Schaufeln bei besten Pumpen 0,72 und sinkt bei minder guten Pumpen bis auf 0,5 und darunter.

Um die **Umfangsgeschwindigkeit** u_2 für eine gesamte Förderhöhe H zu ermitteln, ist ε abzuschätzen. Dann ergibt sich aus $\frac{gH}{\varepsilon} = u_2 c_{u_2}$, da $c_{u_2} = u_2 + w_2 \cos\alpha_2$ ist,

$$\frac{gH}{\varepsilon} = u_2^2 + u_2 w_2 \cos\alpha_2 \text{ oder}$$

$$u_2 = -\frac{w_2 \cos\alpha_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{w_2 \cos\alpha_2}{2}\right)^2 + \frac{gH}{\varepsilon}},$$

woraus für verschieden angenommene Geschwindigkeiten w_2 und Schaufelkrümmungen u_2 folgt.

Abb. 343.

Verhalten der Kreiselpumpen bei Aenderung der Fördermenge, der Umlaufzahl und der Druckhöhe. Kennlinien. Die sich aus der Grundgleichung ergebende theoretische Druckhöhe ist für die Fördermenge $0 = u^2 : g$; sie ändert sich, wenn die Fördermenge zunimmt, bei radial endigenden Schaufeln nicht, steigt bei vorwärts gekrümmten und sinkt bei rückwärts gekrümmten Schaufeln (Abb. 343). Die wirklichen Drucklinien verlaufen wesentlich anders, weil bei sehr verkleinerter Fördermenge, insbesondere bei der Fördermenge 0, die Grundgleichung nicht mehr anwendbar ist. Bei der Fördermenge 0, wo fast ausschliefs-

lich die Fliehkraft wirksam ist, ist die erzeugte Druckhöhe $= \frac{u^2}{2g}$ oder, weil auch bei geschlossenem Absperrschieber in der Pumpe Strömungen sind, durch Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck etwas gröfser, dann steigt bei Zunahme der Fördermenge der Druck erst an — bei vorwärts gekrümmten Schaufeln stärker als bei rückwärts gekrümmten — und sinkt dann wieder, weil innerhalb der Pumpe immer mehr Druck verloren geht; vgl. in Abb. 343 die unteren Linien.

Werden für ein bestimmtes Pumpenmodell die erzeugte Druckhöhe $\mathfrak{H}_{e}$, der Kraftbedarf N_e und der mechanische Wirkungsgrad η in Abhängigkeit von Q oder $\mathfrak{H}_{e}$, N_e, Q und η in Abhängigkeit von u aufgetragen, so entstehen die einem bestimmten Pumpenmodell eigentümlichen **Kennlinien.** Diese verlaufen für geometrisch ähnliche Pumpen so gut wie gleich und lassen erkennen, inwieweit die Pumpe für die vorliegenden Arbeitsbedingungen geeignet ist. Wird z. B. die erzeugte Druckhöhe $\mathfrak{H}_{e}$ und die zu überwindende Druckhöhe in Abhängigkeit von Q aufgezeichnet, so ist der Schnittpunkt der Linien des erzeugten und des zu überwindenden Druckes der Punkt, auf dem die Pumpe jeweilig arbeitet. Aus einem solchen Diagramm kann man auch ersehen, wie sich die Fördermenge mit der Umlaufzahl ändert. Hat die Pumpe eine im Verhältnis zur geometrischen Förderhöhe grofse Drosselhöhe zu überwinden — wie z. B. eine Abteufpumpe, die nicht aus der vollen, ihrer Umlaufzahl entsprechenden Teufe fördert und deren überschüssigen Druck man mittels des Schiebers abdrosselt (Diagramm Abb. 344), oder eine Pumpe mit kleiner Förderhöhe und sehr langen Leitungen —, so ist sie gegen Schwankungen der Umlaufzahl weniger empfindlich; eine Pumpe aber, die hauptsächlich eine statische Förder-

Abb. 344.

Abb. 345.

höhe zu überwinden hat, z. B. eine Wasserhaltungspumpe, ändert bei Schwankungen der Umlaufzahl ihre Förderleistung sehr erheblich und fällt schon bei einem mäfsigen Rückgange der Umlaufzahl ab, d. h. wenn der erzeugte Druck zu klein wird, schlägt das Rückschlagventil über der Pumpe zu, und die Wasserförderung hört auf, vgl. das

Diagramm Abb. 345. Damit eine Wasserhaltungspumpe mit normaler Umlaufzahl gegen die volle Steigleitung anfahren kann und ihre Förderleistungen bei Schwankungen der Umlaufzahl nicht übermäfsig ändert, mufs sie auf dem abfallenden Aste der Druckkurve arbeiten, wie in Abb. 345 angedeutet ist. Bei ausgeführten Wasserhaltungspumpen findet man für 1 % Aenderung der Umlaufzahl etwa 5 % Aenderung der Förderleistung. In Abb. 344 u. 345 sind die Drucklinien für normale und 2 % höhere und niedrigere Umlaufzahlen verzeichnet. Für elektrisch angetriebene Pumpen ist wegen der vorkommenden Periodenschwankungen mit Aenderungen der Umlaufzahl zu rechnen. Deshalb ist die tatsächliche Widerstandshöhe sorgfältig zu ermitteln und eine Pumpe zu wählen, bei der ein Versagen in der Wasserlieferung oder eine Ueberlastung des Motors bei den zu erwartenden Periodenschwankungen ausgeschlossen ist und bei der innerhalb dieser Schwankungen sich die Fördermenge und der Wirkungsgrad mit der Drehzahl möglichst wenig ändern.

Abb. 346 u. 347 zeigen die Kennlinien für eine Wasserhaltungspumpe in Abhängigkeit von Q und n (Jaeger & Co.).

Abb. 346.

Abb. 347.

Verwendung einer Pumpe für verschiedene Förderhöhen. Bei einem vorhandenen Pumpenmodell sind Q und u proportional $\sqrt{\mathfrak{H}_s}$. Daraus folgt: $Q:\sqrt{\mathfrak{H}_s}$ und $u:\sqrt{\mathfrak{H}_s}$ unveränderlich. Die Pumpe kann deshalb z. B. für eine andere Förderhöhe, als für die sie entworfen ist, benutzt werden, wenn Q und u entsprechend geändert werden. Die Geschwindigkeitsrisse bleiben dann gleich und die Schaufelwinkel richtig.

Regelung der Fördermenge (Leistungsregelung). Bei Kreiselpumpen ist die Fördermenge der Umlaufzahl nur proportional, wenn ausschliefslich Strömungswiderstände zu überwinden sind ($H' = 0$). Ist aufserdem eine statische Druckhöhe zu überwinden, so ändert sich die Fördermenge stärker als die Umlaufzahl. Aendert sich ferner der zu überwindende Druck, wie es bei Wasserwerkanlagen der Fall ist,

so ist die Fördermenge mit der Umlaufzahl nicht mehr eindeutig verbunden. Regelung auf eine bestimmte Förderleistung, indem eine bestimmte Umlaufzahl gehalten wird, also vielfach nicht anwendbar oder nicht empfindlich genug. Dann ist nötig, auf gleichbleibende Geschwindigkeit der Wasserströmung in der Druck (oder Saug-) leitung zu regeln, indem z. B. eine Aenderung der Geschwindigkeit verursacht, dafs sich ein in die Leitung eingeschaltetes, unveränderlich belastetes Ventil mehr oder weniger öffnet oder dafs, wenn das Ventil auf eine bestimmte Hubhöhe eingestellt wird, der Druckunterschied vor und hinter dem Ventil gröfser oder kleiner wird. Diese Aenderungen des Ventilhubes bzw. des durch das Ventil abgedrosselten Druckes werden in der Regel mittels einer zwischenzuschaltenden Hülfskraft benutzt, die Kraftzufuhr zu verkleinern bzw. zu vergröfsern. Unter Umständen, z. B. bei Wasserwerkpumpen, die gegen allmählich zunehmenden Druck arbeiten sollen, ihre Umlaufzahl also allmählich erhöhen müssen, genügt es, eine bestimmte Dampfzufuhr einzustellen; dann läuft die Pumpe von selbst so schnell und fördert so viel, wie der Dampfzufuhr entspricht; Regler, die die Umlaufzahl halten, stören in diesem Falle.

Regelung der Leistung durch Drosseln, weil unwirtschaftlich, nur in geringem Umfange anzuwenden; beim Drosseln verringert sich Q (Abb. 344 u. 345).

Grenzen der Regelung. Bei Pumpen, die nur Strömungswiderstände zu überwinden haben, kann man die Leistung bis auf Null herab regeln; bei Wasserhaltungspumpen aber z. B., die hauptsächlich statischen Druck zu überwinden haben, läfst sich die Leistung nur in gewissem Grade nach unten regeln; denn wenn die Pumpe vor dem Scheitel der Druckhöhenkurve arbeitet, schlägt das Rückschlagventil zu.

Bestimmung der Hauptabmessungen. Der freie Querschnitt des Saugmundes des Laufrades ergibt sich aus der anzusaugenden Wassermenge und der anzunehmenden Geschwindigkeit c_0 im Saugmund. c_0 je nach der Pumpenleistung vielfach 2 bis 3, auch höher bis zu 5 m/sk. Die anzusaugende Wassermenge ist, weil an den Dichtungsstellen zwischen Laufrad und Gehäuse Wasser aus dem Druckraum zum Saugraum zurückfliefst, gröfser als die zu fördernde in Rechnung zu setzen. Lieferungsgrad etwa 0,95, bei schlechtem Zustande der Dichtungsringe weniger.

Aus dem Querschnitt des Saugmundes berechnet sich sein Durchmesser (unter Berücksichtigung der Verengung durch die Nabe). Der äufsere Raddurchmesser ist dann bei gegebener Umlaufzahl bestimmt durch die geforderte Umfangsgeschwindigkeit. Bei schnellaufenden Niederdruckpumpen findet man den äufseren Raddurchmesser doppelt oder nicht ganz doppelt so grofs wie den Durchmesser des Saugmundes; bei schnellaufenden Hochdruckpumpen 2 bis 3 mal so grofs wie den Saugmunddurchmesser. Bei langsamlaufenden Kreiselpumpen, die z. B. unmittelbar mit einer Dampfmaschine gekuppelt sind, erhalten die Laufräder auch bei niedrigen Druckhöhen sehr grofse Durchmesser im Verhältnis zur Gröfse des Saugmundes.

Die lichten Radbreiten ergeben sich, unter Berücksichtigung der Verengung durch die Schaufeln, aus den anzunehmenden Geschwindigkeiten in den Radkanälen mit Hülfe der Kontinuitätsgleichung $F_1 c_1'$

Kreiselpumpen mit Spiralgehäuse[n]

von G. Schiele & Co. G. m. b. H.,

		Laufrad einseiti[g]									
Raddurchmesser . . . in mm		150		200		250		300		350	
Lichter Durchmesser der Saug- und Druckrohre . . in mm		30—50		50—80		60—100		80—125		100—150	
Förderleistung . . in cbm/min.		0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0
Förderhöhe in m W.-S. 5	*n*	1270		945		750		605		520	
	N	0,37		1,1		1,85		2,5		3,23	
10	*n*	1800		1340		1050		850		730	
	N	0,55	0,97	1,9	2,6	3,2	3,7	4,45	4,95	5,75	6,75
15	*n*	2195		1645		1290		1045		895	
	N	0,75	1,34	2,4	3,34	4,3	5,15	6,1	6,85	7,9	9,55
20	*n*	2540		1905		1450		1205		1030	
	N	1,0	1,8	3,2	4,45	5,75	6,8	8,1	9,2	10,6	12,7
25	*n*	2835		2130		1665		1350		1155	
	N	1,5	2,5	4,3	6,0	7,3	8,8	10,2	11,4	13,1	15,9
30	*n*	3090		2320		1825		1475		1265	
	N		3,9	5,4	7,8	9,4	11,1	12,7	14,2	16,5	19,5
35	*n*			2575		1970		1595		1365	
	N			6,9	10,2	11,8	13,4	15,7	17,4	20,8	24,8
40	*n*			2690		2100		1710		1460	
	N			8,6	12,3	14,9	17,4	18,5	21,6	25,5	30,6
Wirkungsgrad . . . . . in %		30—50		40—60		48—65		53—68		55—70	

n = Umlaufzahl in der Minute. N = Kraftbedarf, an der Welle gemessen in PS.

$= F_2 c_2'$, worin F_1 und F_2 die freien Querschnitte am inneren und äufseren Radumfange, c_1' und c_2' die radialen Komponenten von c_1 und c_2 bedeuten. Wassergeschwindigkeit in den Laufrädern je nach der Pumpenleistung 5 bis 10 m/sk.

Form und Zahl der Schaufeln. Am inneren Umfange des Laufrades sind die Schaufeln (meistens 6 bis 12, am äufseren Umfange bei grofsen Rädern Zwischenschaufeln) so zu formen, dafs sie in das Wasser einschneiden; soll c_1 radial gerichtet sein, mufs $\operatorname{tg} \alpha_1 = c_1 : u_1$ sein. Zu beachten ist bei grofsen Laufrädern, dafs die inneren Schaufelkanten nicht parallel zur Welle und deshalb die Umfangsgeschwindigkeiten je nach dem Abstande von der Wellenmitte verschieden sind; Schaufelung dann wie bei einer Francis-Turbine auszuführen, s. d. Die aus dem Geschwindigkeitsrifs bestimmten Schaufelwinkel sind genau innezuhalten, unstetige Geschwindigkeitsänderungen im Laufrade zu vermeiden und die Radform so zu gestalten, dafs das Wasser möglichst vollkommen den Schaufeln folgt, weil sonst Arbeitsverluste entstehen. Schwierige Schaufelformen haben wenig Zweck. Am äufseren Umfange sind die Schaufeln gewöhnlich rückwärts gekrümmt, vielfach $\alpha_2 = 140$ bis 150^0. Am Einlauf des Leitrades haben die Schaufelenden zur Erzielung stofsfreien Eintrittes die Richtung von c_2. Die Schaufelenden sind zuzuspitzen, um plötzliche Querschnittsänderungen zu vermeiden.

für Förderhöhen bis 40 m W.-S.

Frankfurt a. M. und Eschborn a. T.

saugend.						Laufrad zweiseitig saugend.											
400		450		500		350		400		550		750		900		1200	
125—175		150—200		175—250		250—350		300—450		400—500		500—750		650—750		800—1000	
2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	10,0	15,0	20,0	30,0	40,0	50,0	60,0	80,0	100,0
470		400		365		520		470		330		235		210		160	
4,75		6,7		8,4		11,1		14,3		25,7		50		79,5		123	
650		560		510		730		650		470		340		290		225	
8,8	10,1	12,3	13,3	15,4	16,1	19	20,5	24,4	29,3	43,8	56	85,5	111	139	167	222	278
795		690		630		895		795		575		420		365		275	
12,2	14,3	16,7	18,5	21,2	22,2	26,3	29,9	34,3	41,7	65	83	128	167	210	250	334	418
920		800		725		1030		920		665		485		420		320	
16,3	19	22,2	24,7	28,5	29,6	36,5	40	47	55,6	91,5	116	180	229	310	355	495	590
1030		895		815		1155		1030		740		540		450			
20,5	23,9	28	31	35	37	47,5	54	62,5	74,5	120	154	247	319	410			
1130		980		890		1265		1130		815		590					
25,3	28,7	35	38	44,2	47,8	58,3	66	82,5	98,5	165	199	319					
1220		1060		965		1365		1220		875							
32	36,9	42,8	48	54,8	59	74	81	101	122	202							
1300		1130		1025		1460		1300									
38	45	53,5	59,5	67	72	89	100	119									
58—70		58—72		60—75		60—78		60—80		60—80		62—80		68—80		70—80	

Die im Leitrad erzielbare Druckhöhe hauptsächlich durch Reibungs- und Wirbelverluste verursacht. Wirbelung namentlich am Anfang, deshalb nicht zu wenige und keine weiten Kanäle. Die Geschwindigkeit in den Kanälen ist für die bei der Ausführung in Frage kommenden Grenzen nur von geringem Einflufs.

Der **Kraftbedarf** in PS ist

$$N = \frac{10 \cdot Q \cdot H}{0,75 \cdot \eta} \cdot \gamma$$

η liegt etwa zwischen 0,4 und 0,8 (Tafel s. oben),
γ ist das spezifische Gewicht der zu fördernden Flüssigkeit.

Vor **Inbetriebsetzung** wird die Pumpe mit Flüssigkeit gefüllt, mittels Ejektors, Fülltrichters, oder Umlaufes aus der Druckleitung bis die Luft durch die Lufthähne aus der Pumpe heraus ist. Ungenügendes Entfernen der Luft führt eine starke Erwärmung beim Gang der Pumpe herbei, wodurch die Pumpe schnell festlaufen kann. Dieselbe Gefahr besteht bei zu langem Anfahren. Das Anfahren erfolgt gegen den geschlossenen Schieber, wobei der Kraftverbrauch 30 bis 40 % der Normalleistung beträgt. Am Saugrohr Fufsventil, am Druckrohr Rückschlagventil und hinter der Pumpe Absperrschieber, der auch zum Drosseln benutzt werden kann. Weitere Aurüstung: Manometer, Vakuummeter, Entlüftungshähne.

e. Kolbenpumpen.*)

Im Pumpendiagramm Abb. 348) ist H_s die statische Saughöhe, H_d die statische Druckhöhe, H die gesamte statische Förderhöhe. H' ist die manometrische Förderhöhe, sie ist um die Druckhöhen h_w und h_w', die das Wasser durch die Saug- bzw. die Druckleitung treiben, gröfser als die statische Förderhöhe.

Abb. 348.

1. Saugwirkung der Kolbenpumpen.

Die Saugwassersäule wird bewegt durch den Luftdruck A (der mittlere Barometerstand von 76 cm Quecksilbersäule entspricht einer Wassersäule $A = 10{,}333$ m). Zu überwinden ist die Saughöhe H_s (in m), gemessen vom tiefsten Wasserspiegel bis zum höchsten Punkte des eigentlichen Pumpenraumes (Abb. 349), und ferner die Widerstandshöhe h_w (in m), die den Widerständen einschl. Beschleunigungswiderstand der Wassermassen entspricht. Die überschüssige Wassersäule, die > 0 sein mufs, beträgt daher

$$A - H_s - h_w.$$

Abb. 349.

Bei anderen Flüssigkeiten als Wasser ist die Saughöhe mit dem spezifischen Gewichte zu multiplizieren, um H_s in m Wassersäule zu erhalten. Für heifse Flüssigkeiten ist ferner von A der der Temperatur entsprechende Dampfdruck abzuziehen; die Saughöhe mufs daher entsprechend kleiner bzw. null oder negativ sein, da sonst das Saugen durch Dampfbildung verhindert wird.

Die **Bewegungswiderstände** h_w setzen sich wie folgt zusammen:

1. Druckhöhenverlust zur Erzeugung der Wassergeschwindigkeit v_s im Saugrohre $= v_s^2 : 2g$. Saugrohrquerschnitt nach den örtlichen Verhältnissen und den Kosten zu wählen. Wassergeschwindigkeit gewöhnlich $v_s \sim 1$ m/sk für kurze Leitungen, $v_s < 0{,}75$ m/sk bei Leitungslängen von etwa 50 m an.

2. Reibungswiderstand der Saugleitung (I. Bd. S. 286).

3. Widerstände bei Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen (I. Bd. S. 291 ff.), besonders im Saugkorbe, Fufsventil und Absperrschieber. Zur Beschränkung dieser Widerstände ist der Durchgangsquerschnitt im Korbe gleich dem 2- bis 3fachen Saugrohrquerschnitte zu machen. Siebe u. dgl. leicht zugänglich und zu reinigen, vielfach mit Vorrichtung zum Durchblasen. Fufsventile aus reinem, auf Wasser

*) Nach A. Riedler.

schwimmendem Gummi; freier Durchgangsquerschnitt der Ventile gleich 1,5- bis 2fachem Saugrohrquerschnitte. Absperrvorrichtungen im Saugrohre sollen den vollen Durchgangsquerschnitt erhalten.

4. Ventilwiderstand des Saugventils, d. h. Druckhöhenunterschied über und unter dem Ventil zur Ueberwindung der Durchgangswiderstände, der, auf die Ventilfläche wirkend, dem Ventilgewichte (und etwaiger Belastung) das Gleichgewicht hält und hiernach zahlenmäfsig bestimmt werden kann.

5. Beschleunigungswiderstand der Saugwassermenge, die bei jedem Pumpenhube zur Ruhe kommt.

Von diesen Widerständen sind die unter 1., 2., 3. beim Hubbeginne gleich null, in der Hubmitte am gröfsten, falls kein Windkessel vorhanden ist; sonst sind sie unveränderlich. Der Widerstand unter 4. ist annähernd unveränderlich; der unter 5. beim Hubbeginn am gröfsten, in der Hubmitte gleich null.

Die Beschleunigung der Saugwassersäule (Widerstand unter 5.) ist gleich der des Kolbens, multipliziert mit dem Verhältnis des Kolbenquerschnittes F zum Saugrohrquerschnitte F_s. Bei Kurbelantrieb mit unveränderlicher Winkelgeschwindigkeit ist die gröfste Kolbenbeschleunigung $= v^2 : r$ (v = Kurbelzapfengeschwindigkeit, r = Kurbelhalbmesser in m). Daher ist der Anteil von h_w zur Beschleunigung der Saugwassermasse beim Hubbeginne

$$= \frac{v^2}{r} \frac{F}{F_s} \frac{l_s}{9{,}81}$$

(l_s = Länge der jedesmal zur Ruhe kommenden Wassersäule in m). Hat die Saugwassersäule verschiedene Querschnitte, so ist entweder ein Mittelwert anzunehmen, oder der vorstehende Ausdruck ist für jeden einzelnen Teil der Saugwassersäule zu ermitteln und die Summe der Einzelwerte zu bilden. Bei genauerer Berechnung der Beschleunigungsverhältnisse ist die jedesmal mit zu beschleunigende Ventilmasse zu berücksichtigen.

Rechnungsvorgang. Die Saughöhe H_s wird nach den örtlichen Verhältnissen festgestellt, dann unter Annahme bestimmter Saugrohrabmessungen h_w ermittelt und danach geprüft, ob die Bedingung $A - H_s - h_w > 0$ mit genügender Sicherheit erfüllt ist. Meist genügen annähernde Rechnungen. Für genauere Ermittlungen ist h_w für den Hubbeginn, die Hubmitte und zwischenliegende Kolbenstellungen zu berechnen und der sich ergebende gröfste Wert einzusetzen.

Ist die Bedingung $\quad A - H_s - h_w > 0$

nicht erfüllt, so reifst während der Beschleunigung die Saugwassersäule ab, und Stofs, manchmal auch Nichtvollsaugen der Pumpe tritt ein.

Zur sicheren Erzielung der Saugwirkung wird in den meisten Fällen ein **Saugwindkessel** angebracht. Seine Wirkung beruht darauf, dafs nur die Wassersäule zwischen Saugwindkessel und Pumpenkolben bei jedem Hubwechsel zur Ruhe kommt und zu beschleunigen ist (Widerstand unter 5.), dagegen im eigentlichen Saugrohre die Wassergeschwindigkeit nahezu gleichbleibt. Der Saugwindkessel ist daher möglichst

nahe an die Saugventile heranzubringen (Abb. 350 u. 351). Windkesselluftraum gleich dem 5- bis 10fachen Hubraume der Pumpe.

Abb. 350.

Andere Mittel zur Verhinderung des Abreifsens sind: Verringerung der Kolbengeschwindigkeit und Kolbenbeschleunigung oder, wenn Hubzahl und Hub unveränderlich sind, Vergröfserung des Saugrohrquerschnittes, oder Anordnung mehrerer gekuppelter Pumpen mit versetzten Kurbeln, die an ein gemeinsames Saugrohr angeschlossen sind. Hierbei ergeben sich dann infolge teilweiser Ausgleichung der Wasserentnahme geringere Beschleunigungen und Verzögerungen.

Die Saughöhe soll nie gröfser als 8 m, bei kleinen Pumpen nicht mehr wie 5 bis 6 m betragen. Grofse Saughöhen und hohe Wassertemperaturen verlangen mäfsige

Abb. 351.

Drehzahlen. Bei heifsem unter wesentlichem Druck zufliefsendem Wasser zur Sicherung des Ventilspiels auch gesteuerte Saugventile ausgeführt. Saugleitung mufs nach der Pumpe zu stetig ansteigen, damit die sich ausscheidende Luft nach der Pumpe ent-

weichen kann. Für Pumpen mit erheblichen Druckhöhen besteht beim Vorhandensein eines Fufsventils im Saugkorb die Gefahr, dafs durch Ventilundichtigkeiten der Steigleitungsdruck in den Saugwindkessel kommt und Bruch herbeiführt. Anbringung von Sicherheitsventilen schützt nur unvollkommen dagegen.

Die angesaugte Wassermenge ist geringer, als es dem Kolbenquerschnitt und der Drehzahl entspricht, durch Undichtigkeiten des Kolbens und der Ventile, verspäteten Ventilschlufs und wegen der Luft im Pumpenzylinder, die durch Undichtigkeiten, durch Abscheiden aus dem Wasser, auch mit Dampf und Gas zusammen, während der Saugperiode oder durch Schnüffelventile eintritt (schräger Verlauf der Seitenlinien im Diagramm, Abb. 348 S. 578). Das Verhältnis der tatsächlich angesaugten Menge zur errechneten, Lieferungs- oder volumetrischer Wirkungsgrad, $\lambda = 0{,}95$ bis 0,97 bei guten, 0,9 bei weniger guten Ausführungen.

2. Druckwirkung der Kolbenpumpen.

Die Druckhöhe setzt sich zusammen aus der hydrostatischen Druckhöhe H_d (in m) und h_w', der Summe aller Bewegungswiderstände (in m Wassersäule zu rechnen).

Diese **Bewegungswiderstände** sind

1. Druckhöhenverlust zur Erzeugung der Wassergeschwindigkeit v_d im Druckrohre $= v_d^2 : 2g$.
2. Reibungswiderstand der Druckleitung (I. Bd. S. 277 ff.).
3. Widerstände bei Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen in Pumpe und Druckrohr (I. Bd. S. 291 ff.).
4. Ventilwiderstand des Druckventils (vgl. 4., S. 579).
5. Beschleunigungswiderstand der zeitweilig ruhenden Druckwassermasse (und des Druckventils).

Ueber die sich mit der Kolbenstellung ändernde Gröfse dieser Widerstände gilt das gleiche wie bei der Saugwirkung.

Wassergeschwindigkeit für kleine Pumpen und kurze Leitungen $v_d = 1{,}5$ bis 2 m/sk, für hohen Druck gröfser, unter Berücksichtigung der Anlagekosten und der mit dem Leitungswiderstande wachsenden Betriebskosten festzusetzen (vgl. I. Bd. Abschn. Maschinenteile). Für grofse Pumpen und lange Leitungen ist im Mittel $v_d = 1$ m/sk.

Rechnungsvorgang. Die Druckwassermasse wird durch den Kolben beschleunigt, durch Luftdruck, Druckhöhe und Widerstände verzögert. Es ist daher unter Zugrundelegung bestimmter Abmessungen für die Druckleitung nachzurechnen, ob beim Hubende die genannten verzögernden Kräfte grofs genug sind, um mit Sicherheit die dann auftretende, der Kurbelbewegung entsprechende gröfste Verzögerung hervorzurufen, die (bei einem Druckrohrquerschnitte F_d) gleich $\frac{v^2}{r}\frac{F}{F_d}$ wird. Bedingung ist also $A + H_d + h_w' > \frac{v^2}{r}\frac{F}{F_d}\frac{l_d}{9{,}81}$, worin l_d die Länge der jedesmal zur Ruhe kommenden Druckwassersäule in m bedeutet. (Bei verschiedenen Querschnitten dieser Wassersäule wieder Ermittlung des Ausdruckes rechts für die einzelnen Teile und Addition.) — Die Widerstandshöhe h_w' setzt sich hierbei aus den oben unter 1. bis 4. erwähnten Widerständen zusammen. Bei Pumpen ohne Druckwindkessel ist $h_w' = 0$ zu setzen, weil die Wasser-

geschwindigkeit beim Hubende null wird. Vorstehende Bedingung mufs auch für jeden Teil der Druckwassermasse, von einem beliebigen Querschnitt an, erfüllt sein, von dem ab dann H_d und l_d zu rechnen sind (z. B. ist für eine wagerechte Strecke am Ende der Leitung $H_d = 0$). Bei ungenügender Verzögerung reifst die Druckwassersäule (besonders an Rohr-Knieen usw.) ab, und es tritt bei der Wiedervereinigung ein Stofs auf.

Meist wird ein **Druckwindkessel** eingeschaltet, der nahezu gleichmäfsige Bewegung der Druckwassersäule bewirkt. Die Gefahr des Abreifsens wird hierdurch wesentlich vermindert, da nur die Wassersäule zwischen Kolben und Druckwindkessel zu verzögern ist. Der Druckwindkessel ist möglichst in der Nähe der Druckventile anzubringen; sonst sind über diesem noch besondere Windhauben anzuordnen. Der Luftinhalt des Druckwindkessels sei möglichst grofs, u. zw. mindestens gleich dem 6- bis 8fachen Hubraume der Pumpe; je länger die Druckleitung ist, desto gröfser mufs der Luftinhalt des Druckwindkessels sein.

Für die Inhaltsberechnung der Windkessel ist zu beachten, dafs die Druckschwankungen im Windkessel bei gleichbleibender Abflufsgeschwindigkeit einen bestimmten Bruchteil des mittleren Windkesseldruckes ausmachen sollen. Dieser Bruchteil ist um so kleiner anzunehmen, je länger die Druckleitung ist. Bei einer doppeltwirkenden Pumpe ergibt sich für eine Druckschwankung von 1 % der **Windkesselinhalt** etwa gleich dem 20fachen Pumpeninhalte; für eine Schwankung von x % etwa gleich dem $(20:x)$ fachen Pumpeninhalte, unendliche Schubstangenlänge vorausgesetzt; ist die Schubstangenlänge gleich dem 5-, 4- oder 3fachen Kurbelhalbmesser, so ist statt der Zahl 20 zu setzen: 25, 27 oder 30.

Bei Zwillingspumpen wird der wirksame Inhalt der Saug- oder Druckwindkessel durch ein Verbindungsrohr der Lufträume erhöht.

Zur Erfüllung der oben angeführten Bedingung kann ferner (aufser durch Verminderung der Kolbenbeschleunigung und -verzögerung) beigetragen werden durch Vergröfsern des Druckrohrquerschnittes oder durch Kuppeln mehrerer Pumpen mit versetzten Kurbeln und gemeinsamem Druckrohre.

3. Abmessungen und Arbeitsbedarf der Kolbenpumpen.

Die Abmessungen ergeben sich aus der Wasserlieferung Q (in cbm/sk). Gegeben sind ferner die Saug- und Druckhöhe H_s und H_d. Anzunehmen sind die minutliche Umlaufzahl n und der Kolbenhub s (in m). Hierbei ist die Umlaufzahl n nach Mafsgabe der Wassermassenbewegung und der Ventilbauart mit Rücksicht auf rechtzeitigen Ventilschlufs festzustellen, dagegen die Hublänge s nach der Kolbengeschwindigkeit, dem Kolben(Triebwerks-)drucke und den Anlagekosten zu beurteilen. Im allgemeinen wird die Pumpe um so billiger, je kleiner s genommen wird; Handelspumpen, besonders solche stehender Anordnung, zeigen $s = D$, selbst $s < D$. Zu rechnen ist der wirksame **Kolbenquerschnitt** (wobei durchgehende Kolbenstangen besonders zu berücksichtigen):

$$\frac{\pi D^2}{4} = \frac{60\, Q}{i s \lambda n} \text{ in qm;}$$

hierin $i = 1$ für einfachwirkende, $i = 2$ für doppeltwirkende Pumpen, λ der Lieferungsgrad, S. 581.

Arbeitsbedarf der Pumpen in PS:

$$N = \frac{10\, Q H'}{0{,}75\, \eta} \cdot \gamma.$$

γ ist das spezifische Gewicht der zu hebenden Flüssigkeit. Der mechanische **Wirkungsgrad** η beträgt bei gut ausgeführten Pumpen 0,90 bis 0,93, sonst 0,80 bis 0,85. Der Widerstand sehr langer Leitungen ist besonders zu berücksichtigen.

4. Teile der Kolbenpumpen.

Berechnung der **Wandstärke** der zylindrischen Teile der Pumpenkörper und Ventilkasten nach den im I. Bd. Abschn. Maschinenteile gegebenen Regeln. Ventilkasten für Drücke bis etwa 20 at aus Gufseisen, bis etwa 150 at aus Stahlgufs, für noch höhere Drücke aus geschmiedetem Stahl.

Für alle Durchdringungsstellen und die Ansatzstutzen für gröfsere Oeffnungen ist besondere Festigkeitsrechnung oder Verstärkung und genügende Ausrundung erforderlich.

Der **Pumpenkörper** ist so auszuführen, dafs keine Luftsäcke entstehen (besonders unter dem Deckel des Saugventilkastens und in den höchsten Teilen des Pumpenzylinders) und dafs alle angesaugte Luft durch das Druckventil aus dem Pumpenraume entweichen kann. Angesaugte Luft im Pumpenraume vermindert den Lieferungsgrad λ und verursacht unter Umständen Stofs bei Eröffnung der Druckventile.

Grofse **Tauchkolben** sind nach **2.** auf S. 607 des I. Bd. zu berechnen, wobei für Gufseisen $k = 300$ kg/qcm zulässig ist.

Berechnung der Wandstärke des **Druckwindkessels** nach **1.** auf S. 604 des I. Bd., wobei für Gufseisen $k_z = 150$ kg/qcm, für Schmiedeisen $k_z = 600$ bis 700 kg/qcm gewählt werden kann.

Ausrüstung des Druckwindkessels: Manometer, Sicherheitsventil, Wasserstandglas oder Probierventile, Windfüllpumpe oder Ventil am Pumpenkörper zum Ansaugen von Luft (sog. Schnüffelventil).

Ausrüstung des Saugwindkessels: Vakuummeter, Wasserstandglas, Luftzulafsventil, Einrichtung zum Absaugen überschüssiger Luft durch eine eigene Pumpe (Ejektor) oder durch den Kondensator der Dampfmaschine, Vorrichtung zum Füllen des Saugrohres mit Druckwasser bei grofsen Saughöhen (dann Fufsventil und Sicherheitsventil im Saugrohre erforderlich; zweckmäfsiger ist, für Entlüftung und Inbetriebsetzung langer Saugleitungen ein Dampfstrahlgebläse anzuwenden).

Aufserdem erhält die Pumpe ein Ventil zur Verbindung des Druckraumes mit dem Pumpenraume, um letzteren vor dem Anlassen mit Druckwasser zu füllen, ferner einen Schieber oder ein Ventil, um die Druckleitung beim Nachsehen von der Pumpe abzusperren. Ueber **Ventile** I. Bd. Abschn. Maschinenteile.

5. Anordnung der Kolbenpumpen.

Druckpumpen werden überwiegend als Tauchkolbenpumpen ausgeführt und für gröfsere Wassermengen meist als **Doppelpumpen** angeordnet, um für Hin- und Rückgang gleiche Kraftwirkung zu erhalten.

Abb. 351 S. 580. Pumpe mit durchgehendem Kolben (Sächsische Maschinenfabrik vorm. R. Hartmann).

Abb. 352.

Abb. 353.

Abb. 352 u. 353. Doppelplungerpumpe (Ehrhardt & Sehmer, Saarbrücken). Besonders angewendet für hohe Drücke, z. B. als Wasserhaltungspumpe. Vorteile: gleiche Kräfte für Hin- und Rückgang; gute Zugänglichkeit der Stopfbüchsen.

Abb. 354.

Häufig dienen statt der Doppelpumpen zur Ersparung eines Saug- und Druckventils namentlich zur Förderung geringerer Wassermengen bei hohen Drücken **Differentialpumpen** (Abb. 354 stehende, Abb. 355 liegende Differentialpumpe, letztere von der Sächs. Maschinenfabrik vorm. Hartmann). Sie arbeiten mit einfacher Saugwirkung und verteilter Druckwirkung, wodurch ebenfalls gleiche Kraftwirkung erzielt werden kann.

Ist der Querschnitt des Scheibenkolbens bzw. des gröfseren Tauchkolbens gleich F, so findet sich der Querschnitt f des kleinen Tauchkolbens für gleiche Wasserlieferung beim Hin- und Rückgange aus

$$F - f = f \text{ zu } f = \tfrac{1}{2} F.$$

Oder, wenn die Kraft beim Hin- und Rückgange gleich grofs sein soll, aus

$$F(H_s + h_w) + (F - f)(H_d + h_w') = f(H_d + h_w'),$$

wobei h_w und h_w' die mittlere Saug- und die mittlere Druckwiderstandshöhe während des Hubes bedeuten. Hierbei wird bei einem Hin- und Rückgange des Kolbens (s = Kolbenhub in m) die Wassermenge $(F - f)s + fs = Fs$ gehoben; die Pumpenabmessungen sind daher aus der Wasserlieferung zu berechnen wie für eine einfachwirkende Pumpe ($i = 1$ auf S. 583).

Abb. 355.

Für Hochdruckpumpen (Prefspumpen) und elektrischen Antrieb ist bei mittleren und gröfseren Leistungen Ausführung als **Drillingspumpe** zu empfehlen wegen der Gleichmäfsigkeit der Wasserlieferung und in der Beanspruchung des Antriebmotors.

[Ueber die zu den Saug- und Druckleitungen verwendeten **Rohre** und **Formstücke** I. Bd. Abschn. Maschinenteile.]

Ueber **Pumpenventile** I. Bd. Abschn. Maschinenteile. Tellerventile nur bei geringen Durchflufsmengen, sonst Ringventile oder Gruppenventile. Bei reinem Wasser metallische Dichtung, bei sandigem Nachdichtung durch Lederringe (Fernis-Ventil). Für dicke Flüssigkeiten auch Kugelventile, für heifses unter Druck zufliefsendes Wasser gesteuerte Saugventile verwendet.

Ventilbelastung bei den üblichen Umlaufzahlen ausschliefslich durch Federn.

Zulässige Hubhöhe des Ventils um so geringer, je schneller es spielt. Die Ventile schnellaufender Pumpen werden für dieselbe Pumpenleistung also gröfser als die langsamlaufender. Verringerung der Ventilabmessungen durch Anwendung hoher Spaltgeschwindigkeiten möglich, sofern die schnell anwachsenden Druckverluste im Ventil nicht schaden.

Die Spaltgeschwindigkeit im Ventil, die über den ganzen Kolbenhub gleich ist, wird allein durch die Ventilbelastung bestimmt. Je schärfer die Belastungsfeder gespannt wird, um so gröfser wird die Spaltgeschwindigkeit, um so kleiner der Ventilhub, um so ruhiger arbeitet das Ventil. Uebliche Spaltgeschwindigkeit 2 bis 3 m/sk, zuweilen beträchtlich höher. Ventilhübe bei grofsen Ventilen und $n = 60$ bis 80 etwa 10 bis 8 mm.

6. Antrieb und Regelung der Kolbenpumpen.

Riemenantrieb für kleine Einheiten. Unmittelbare Kupplung mit Elektromotor kommt fast nur für Wasserhaltungspumpen und grofse Prefspumpen in Frage. Bei Drehstromantrieb ist der schlechte Leistungsfaktor des langsamlaufenden Motors zu beachten. Unmittelbarer Dampfantrieb für Kesselspeisepumpen, Wasserwerkspumpen, Wasserhaltungen usw. Mit Schwungrad, wo die Expansion des Dampfes ausgenutzt werden soll, ohne Schwungrad, wo die einfachere Bauart mehr wiegt als sparsamer Dampfverbrauch.

Schwungradlose Pumpen werden einzylindrig (z. B. Voitpumpe, Schäffer & Budenberg), meistens aber zweizylindrig als Duplexpumpen (Weise Söhne, Halle, Schwade & Co., Erfurt) ausgeführt und finden vielseitig Verwendung zur Kesselspeisung (bis 3 cbm/min und 20 at), als Prefspumpen (bis 750 at Druck), für allgemeine Wasserhebungszwecke (bis 20 cbm/min und 40 m Höhe) und im Bergbau beim Abteufen (bis 200 m Druckhöhe), zum Sümpfen von fallenden Strecken und auch als ortfeste Wasserhaltungen. Die Dampfzylinder der Duplexpumpen steuern sich gegenseitig, bei einzylindrigen Pumpen erfolgt Umsteuerung durch Hülfsschieber und Anschläge von der Kolbenstange des Dampfzylinders aus. Im Bergbau auch Betrieb durch Prefsluft (Fortfall des Kondensators).

Vorzüge sind: geringe Anschaffungskosten und Wartung, kleiner Raumbedarf; Nachteil: hoher Dampfverbrauch, 30 bis 50 kg/PSe-st, der durch Anwendung der Zweifach-Verbund- (25 bis 30 % Dampfersparnis) und bei grofsen Maschinen der Dreifach-Verbundanordnung verringert werden kann, wo Raum und Kosten es zulassen.

Regelung der Schwungraddampfpumpen. 1. Regelung von Hand. Bei gleichbleibender Förderhöhe ist für schnelleren Gang der Pumpe deswegen eine gröfsere Füllung nötig als bei langsamerem Gang, weil die Leitungswiderstände gröfser sind und der Dampf infolge stärkerer Drosselung mit geringerem Druck in den Zylinder tritt. Der Unterschied ist aber meist nicht erheblich. Schwankt der Dampfdruck von der Maschine, so ändert die Pumpe bei gleichbleibender Füllung ihre Umlaufzahl erheblich, ebenso wenn sich die zu überwindende Förderhöhe um ein geringes ändert. Drosselt man, wie es häufig geschieht, den Dampf mit dem Absperrventil, wird die Pumpe weniger empfindlich, verbraucht aber mehr Dampf. — 2. Regelung mittels Leistungsreglers. Mit einem Leistungsregler (I. Bd. Abschn. Maschinenteile) kann man die Umlaufzahl und damit die Förderleistung der Pumpe innerhalb weiter Grenzen einstellen. In seiner einfachsten Form: stark statischer Regler mit von Hand verstellbarem Steuerungsgestänge, kann aber der Leistungsregler, wenn sich der Dampfdruck oder die zu überwindende Druckhöhe ändert, die erforderliche Aenderung der Füllung nur bei erheblicher Aenderung der Umlaufzahl vollziehen.

Schwungradberechnung. Es genügt ein Ungleichförmigkeitsgrad von 1 : 20 bis 1 : 30. Berechnung aus dem Ueberdruck- und Widerstandsdiagramm (nach Bd. I, VII. Regelnde Maschinenteile) unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge. Diese vergröfsert

das erforderliche Schwungradgewicht. Bei doppelt wirkenden Zwillingspumpen kann dem dadurch begegnet werden, dafs die wirksamen Kolbenquerschnitte bei der einen Pumpe auf der Gestängeseite, bei der anderen auf der entgegengesetzten Seite verkleinert wird.*) Wahl eines anderen Kupplungswinkels als 90^0 wirkt ungünstig auf die Schwungradabmessung, günstig auf den Wirkungsgrad.

f. Wasserhaltungsmaschinen.

1. Gestängewasserhaltungen.**)

In neuerer Zeit für dauernde Wasserhebung kaum mehr, vereinzelt für Abteufzwecke benutzt. Die Pumpensätze im Schachte, die einander das Wasser zuheben, werden mittels Gestänges von der Dampfmaschine, die über dem Schacht (unmittelbar wirkend) oder neben dem Schacht (mittelbar durch einen Balancier wirkend) steht, angetrieben. Dampfmaschinen gröfstenteils ohne Schwungrad mit Kataraktsteuerung und Hubpausen. Umlaufende Dampfmaschinen gestatten höhere Hubzahl. Umlaufende Maschinen, die auch mit Hubpausen arbeiten können, lassen gröfsere Veränderlichkeit der Leistung zu.

Abb. 356.

v

v

Hubpumpen mit Scheibenkolben (Abb. 356) besitzen den Vorteil der einachsigen Anordnung; Scheibenkolben als Ventilkolben ausgebildet (Ventile bei v). Wegen der Schwierigkeit der Kolbendichtung nur bis zu 50 m Druckhöhe brauchbar, anderseits imstande, unter Wasser zu arbeiten, daher hauptsächlich für den untersten Pumpensatz verwendet. Kolbengeschwindigkeit unter 1 m/sk. Der freie Durchgangsquerschnitt im Ventil ist meist unter $^1/_3$ des Kolbenquerschnittes, deshalb die Wassergeschwindigkeit mindestens gleich der dreifachen Kolbengeschwindigkeit; auch aus diesem Grunde ist der Betrieb auf sehr mäfsige Geschwindigkeiten beschränkt.

Wasserlieferung (in cbm) beim Aufgange: $(F - f)\,s$, beim Niedergange: fs, also zusammen: Fs (F = Kolbenquerschnitt, f = Gestängequerschnitt in qm, s = Kolbenhub in m).

Gestänge ist unter Berücksichtigung aller Widerstände (Reibung, Beschleunigung) zu berechnen. Bei langen Gestängen darf während des Niederganges keine Druckbeanspruchung in das Gestänge kommen.

Für **Abteufzwecke** werden Hubpumpen mit Senkvorrichtung meist an Drahtseilen aufgehängt und von einer Dampfwinde über Tag gehoben und gesenkt. Antrieb der Kolbenstange vielfach durch Drahtseilgestänge. Für grofse Längen und starke Belastung der Seilgestänge ist der Hubverlust infolge der Ausdehnung des Seiles zu berücksichtigen.

---

*) Vgl. Karl Mayer, „Beiträge zur Theorie der Kolbenpumpen". A. Seydel. Berlin 1911 und Wittenberg 1913.

**) Nach A. Riedler. S. ferner J. v. Hauer, Die Wasserhaltungsmaschinen der Bergwerke, 1889.

Rittinger-Pumpen

(Abb. 357 bis 359) sind ebenfalls einachsig, können einfach- und doppeltwirkend verwendet werden. An den mit v bezeichneten Stellen sind Ventile angebracht.

Einfachwirkende Rittinger-Pumpen (Abb. 357 und 358). Hierbei kann das Steigrohr bewegt werden, wodurch das Gestänge erspart wird (Abb. 357), oder der Pumpenkörper kann durch ein besonderes (doppeltes) Gestänge bewegt werden (Abb. 358).

Abb. 357. Abb. 358. Abb. 359.

Doppeltwirkende Rittinger-Pumpen (Abb. 359) mit Differentialanordnung in der Art, dafs ein gröfserer Tauchkolben (Querschnitt F) und ein kleinerer (Querschnitt f) zugleich wirksam sind. In der Abb. 359 wird der Pumpenkörper durch ein Gestänge bewegt. Durch entsprechende Wahl von f kann die Kraft am Gestänge für Auf- und Niedergang gleich grofs gemacht werden.

Druckpumpen

(Abb. 360 u. 361, Ventile bei v) werden bei Wasserhaltungsmaschinen am häufigsten angewendet. Die Druckwirkung findet hier beim Niedergange statt. Sie sind zweiachsig und nehmen daher mehr Platz in Anspruch. Antrieb mit Gestängegabelung. Die gesamte Druckhöhe wird in Höhen von 100 bis 150 m für die einzelnen Drucksätze geteilt.

Die **Gestängeberechnung** ist für die verschiedenen Punkte des Gestänges nach den folgenden beiden Rücksichten durchzuführen: 1. soll beim Niedergange kein Druck in das Gestänge kommen, was im allgemeinen durch besondere Belastungsgewichte erreicht wird, und 2. soll beim Aufgange der Gestängezug nicht die Festigkeit gefährden.

Diese Berechnungen sind, vom untersten Pumpensatze ausgehend, für die einzelnen Gestängeteile durchzuführen, u. zw. stets für den Hubbeginn, weil hier die Beschleunigungskräfte ihren gröfsten Wert haben (die Wasserreibung kommt also nicht in Betracht).

Die Festigkeitsrechnung für den Aufgang ist für den obersten und den untersten Querschnitt eines jeden zwischen zwei Pumpen befindlichen Gestängeteiles durchzuführen (Gestängequerschnitt nach unten abnehmend, entsprechend Stäben gleicher Festigkeit, I. Bd. S. 508).

Hierbei ist für die Zugkraft die Summe der Gewichte und Kräfte von allen unter dem betreffenden Querschnitte liegenden Gestängeteilen in Rücksicht zu ziehen.

Bei gröfseren Schachttiefen werden für die obersten Gestängeabschnitte so grofse Gewichte erforderlich, dafs sich beim Niedergang ein Ueberschufs des Gestängegewichtes über den zur Ueberwindung des Widerstandes erforderlichen Betrag ergibt. Ferner sind, wenn nach vorstehendem jede Druckbeanspruchung im Gestänge vermieden ist, das Gewicht des obersten Gestängeabschnittes und die etwa unmittelbar (nicht durch einen Schwinghebel) mit dem Gestänge verbundenen, hin und her gehenden Teile der Dampfmaschine nicht zur Ausübung der Pumpenwirkung in Anspruch genommen.

Abb. 360. Abb. 361.

Dieser (in noch höherem Mafse bei Hub- und Rittinger-Pumpen auftretende) Ueberschufs mufs ausgeglichen werden, u. zw., wenn nicht durch Dampfdrosselung beim Niedergang und überschüssigen Dampfdruck beim Aufgang, durch besondere Ausgleichung (Ausbalancierung).

Aufserdem mufs bei doppeltwirkenden Dampfmaschinen, wenn kein Druck in das Gestänge kommen soll, die Dampfkraft beim Niedergang des Gestänges noch besonders ausgeglichen werden.

Mittel zur Ausgleichung (Ausbalancierung) sind:

Abb. 362. Abb. 363.

1. Schwinghebel mit Gegengewicht (Abb. 363).

2. Wassergegendruck (Abb. 362). Das Pumpengestänge treibt einen Wasserdruckkolben, der mit einem über Tage befindlichen Kraftsammler in Verbindung steht.

3. Gleichbleibender Dampfdruck, z. B. Entlastungszylinder oberhalb oder unterhalb des Dampfzylinders.

4. Wassersäulen, z. B. eingeschaltete Pumpensätze ohne Ventile, die mit unveränderlicher Wassersäule das Gestänge entlasten.

2. Unterirdische Dampfwasserhaltungen.

Sind sehr verbreitet. Fördern in einer Druckhöhe das Wasser zutage. Sehr leistungsfähig; ausgeführt bis 25 cbm/min. Nachteilig ist, dafs durch die von der Dampfleitung im Schacht ausgestrahlte Wärme

die Schachtzimmerung leidet und im einziehenden Schacht die Wetterführung gestört wird. Bei Schachtausbau in Eisen und Stein und Anordnung der Dampfleitung im ausziehenden Schacht fallen diese Nachteile weg.

Der Abdampf wird mittels Luftpumpenkondensators niedergeschlagen. Meistens Ansaugen aus dem Sumpf durch Luftpumpe (Kraftersparnis, Wasser läuft den Druckpumpen zu). Arbeiten Luft- und Druckpumpen getrennt, so wird Kondensationswasser in den Sumpf geleitet (Ausgufs möglichst von den Saugkörben der Druckpumpen entfernt, damit Kondensationswasser gekühlt wird).

Erreichbare Teufe davon abhängig, dafs das zu hebende Wasser zum Niederschlagen des Dampfes genügt. Mit heutigen Mitteln jede vorkommende Teufe zu zwingen.

Gesamtanordnung: Liegende Dampfmaschine mit angehängter Pumpe bildet die Regel. Einachsige (insbesondere bei druckhaftem Gebirge) und zweiachsige Anordnung; bei letzterer, wenn angängig, Ausführung so, dafs jede Maschinenseite allein arbeiten kann. Gebräuchliche Umlaufzahlen 60 bis 75 i. d. Min. und höher. Pumpen doppelt- oder differentialwirkend. Dampfmaschinen je nach dem Dampfdruck mit 1-, 2-, auch 3stufiger Expansion. Steuerungen, vielfach Schiebersteuerungen, nach Meyer und Rider, auch Ventilsteuerungen. Beim Entwurf ist Rücksicht auf das Einbringen in den Schacht zu nehmen; grofse Maschinen erfordern weitgehende Unterteilung.

Zur Verhütung von Wasserschlägen selbsttätige Wasserabscheider oder Sicherheitsventile an den Dampfzylindern.

Dampfleitungen aus gufseisernen (bis zu 4 m langen) oder schmiedeisernen (bis zu 8 m langen) Rohren aufgebaut. Dampfgeschwindigkeit 20 bis 40 m/sk, um geringe Niederschlagverluste zu erhalten, da die Leitung auch beim Pumpenstillstand unter Dampf bleibt (Anwärmen erfordert viel Zeit). Leitung durch angegossene Tragstücke an Einstrichen in Abständen von 60 bis 100 m gehalten und mit Dehnungsstücken, Bogen- oder Federrohren, versehen (Dehnung etwa 0,1 % für 100° Uebertemperatur des Dampfes gegen Schacht). Sicherung gegen seitliches Ausbiegen etwa alle 10 m durch Führungen.

Leitung und Flanschen sorgfältig umhüllen. Niederschlagwasser bei gutem Wärmeschutz etwa 1 bis 1,2 kg für 1 qm Rohrinnenfläche und Stunde, bei schlechter Umhüllung bis zur doppelten Menge, überhitzter Dampf zu empfehlen.

Am Fufse der Dampfleitung selbsttätige Wasserabscheider mit Manometer, Sicherheitsventil, Wasserstandglas und Entleerungshahn.

Steigleitung (1 bis 2 m/sk Wassergeschwindigkeit) in ähnlicher Weise wie die Dampfleitung abgestützt und mit Dehnungsstücken versehen. Wandstärke wegen des nach unten zunehmenden Druckes abgestuft, so dafs Aufsendurchmesser gleichbleibt.

Dampfverbrauch je nach Bauart und Betriebsverhältnissen sehr verschieden, für gute Ausführungen und günstige Arbeitsweise 10 bis 11 kg/PSe-st einschl. Niederschlagsverluste.

3. Hydraulische Wasserhaltungen.

Nur noch wenig gebaut, da besondere Anlage zur Prefswasser-

erzeugung notwendig, Anlage deshalb teuer wird und im Wettbewerb mit elektrischem Antrieb selten aufkommen kann.

Uebertage wird durch Prefspumpen, die von den verlängerten Kolbenstangen der Dampfmaschine angetrieben werden, Prefswasser erzeugt, das den Pumpen untertage zugeführt und, nachdem es gearbeitet, zur Prefspumpe zurückgeleitet wird. Die Pumpen untertage werden mit Kurbeltrieb oder häufiger als Stofspumpen ausgeführt, deren Tauchkolben unmittelbar durch das in ihre Höhlung eintretende Prefswasser angetrieben werden.

Am verbreitetsten ist die Bauart Kaselowsky-Prött,*) die von der Berliner Maschinenbau-A.-G. vorm. L. Schwartzkopff ausgeführt wird. Das Kraftwasser wird auf 200 bis 250 at geprefst. Die Pumpen untertage sind 4zylindrige Doppelpumpen, die sich gegenseitig und selbst steuern, und deren Tauchkolben unmittelbar durch das Prefswasser bewegt werden. Anzahl der Doppelhübe i. d. Min. bis 20. In die Prefswasserleitung sind Druckausgleicher mit Differentialkolben eingeschaltet, deren kleinerer Kolben unter Wasserdruck, deren gröfserer unter 40 bis 50 at Luftdruck steht. Leistung innerhalb weiter Grenzen regelbar.

Vereinfachte Ausführung der Gesellschaft Hydraulik,**) Duisburg, mit nur einer doppeltwirkenden oder Differentialpumpe und mit Wasserbewegungsregler zur Erzielung gleichförmiger Bewegung des Kraftwassers.

Wirkungsgrad hoch, solange die vielen unter hohem Druck stehenden Dichtungen in Ordnung, bis zu 0,75. Pumpen können eine Zeit lang unter Wasser arbeiten. Dampfverbrauch für mittlere Verhältnisse 10 bis 12 kg/PSe-st.

4. Elektrische Wasserhaltungen

sind am meisten verbreitet, da fast stets eine elektrische Zentrale auf den Gruben vorhanden. Ausführung mit Kolbenpumpen und mit Kreiselpumpen. Der Strom — fast ausschliefslich Drehstrom — wird übertage in einer besonderen Primärdynamo erzeugt oder, was die Regel bildet, einem Kraftnetze entnommen. Uebliche Spannungen 2000, 3000 und 5000 V.

Kolbenpumpen unmittelbar mittels Kurbeltriebes von Elektromotor angetrieben; Umlaufzahlen ausgeführter Pumpen zwischen 60 und 200 i. d. Min., im Mittel etwa 100 i. d. Min., dabei die mittlere Kolbengeschwindigkeit bis 2 m/sk. Die langhübigen Pumpen mit mäfsiger Umlaufzahl haben den Vorteil geringeren Verschleifses der Triebwerke und Ventile, erfordern aber grofse Motoren; die schnellaufenden kurzhübigen haben stärkeren Verschleifs, ihre Motoren werden aber kleiner. Grofse, unmittelbar mit einer Kolbenpumpe gekuppelte Drehstrommotoren haben einen schlechten Leistungsfaktor, 0,75 und weniger. Am häufigsten Zwillingsanordnung mit Differential- oder Doppelpumpen, die durch Stirnkurbeln von dem zwischen den Pumpen eingebauten Elektromotor angetrieben werden. Daneben auch einfachwirkende

*) Z. d. V. d. I. 1900 S. 1712.
**) Glückauf 1910 S. 1095.

Zwillings- und Drillingspumpen mit gekröpfter Kurbelwelle und aufsenliegendem Motor.

Anlassen und Regelung der Umlaufzahl der Kolbenpumpen. Beim Anlassen ist die Pumpe zu entlasten, indem die Pumpe als hydraulischer Motor mit dem Wasser aus der Steigleitung getrieben oder zwischen den Pumpenzylindern beider Maschinenseiten eine Verbindungsleitung mit Drosselventil vorgesehen oder bei doppeltwirkenden Pumpen mit geöffneten Umführungsleitungen an den Druckventilen angefahren wird. Pumpen, die an ein **Netz** angeschlossen sind, erfordern einen Anlafswiderstand; wirtschaftliche Regelung der Umlaufzahl nur mit Regelmaschinensatz möglich, wenn gröfsere Drehzahländerungen für längere Zeit nötig sind. Pumpen mit **besonderer Primärdynamo** laufen zugleich mit dieser an; ihre Motoren haben Kurzschlufsanker. Aenderung der Umlaufzahl der Pumpe durch Aenderung der Umlaufzahl der Primärdynamo. Bei normaler Umlaufzahl kann die Erregung einer von der Dampfmaschine getriebenen Erregerdynamo oder einem Drehstromgleichstromumformer entnommen werden. Beim Anlassen und Abstellen der Pumpen aber und bei der Fahrt mit erheblich von der normalen abweichender Umlaufzahl ist die Erregung einer von der Primärdynamo unabhängigen Quelle, einem vorhandenen Gleichstromnetz oder einer durch eine besondere Dampfmaschine getriebenen Erregerdynamo, zu entnehmen.

Der Gesamtwirkungsgrad von der Antriebsmaschine in der Zentrale bis zum Ausgufs des geförderten Wassers beträgt im Mittel 0,65 bis 0,72, der Dampfverbrauch 12 bis 14 kg für 1 PSe-st, gerechnet in gehobenem Wasser.

Wasserhaltungen mit Kreiselpumpen sind einfach und billig; deshalb vorzüglich für Aushülfswasserhaltungen. Ferner für das Sümpfen von Schächten ausgezeichnet, weil sie den Schacht wenig verengen und aufserordentlich grofse Leistungen ermöglichen (800 PS auf 3,5 qm Grundfläche). Für das Abteufen ist die erreichbare Leistung durch die zulässige Spannung (Grenze etwa 3000 V.) und die mit Rücksicht auf die Handlichkeit ausführbaren Kabelquerschnitte (gewöhnlich nur bis 3 × 95 qmm, ausnahmsweise bis 3 × 150 qmm) begrenzt. Als Antrieb dienen meistens Drehstrommotoren geschlossener Bauart mit Rippen- oder Wasserkühlung, Kurzschlufsanker und Anlafstransformator. Zur dauernden Wasserhebung sind Kreiselpumpen ihres niedrigen Wirkungsgrades der Kolbenpumpe gegenüber weniger geeignet, Gesamtwirkungsgrad der Anlagen im Mittel 0,5 bis 0,57. Leistungsfaktor (bis 0,94) und Wirkungsgrad (bis 0,94) der schnellaufenden Drehstrommotoren (meistens etwa 1000, 1500 und 3000 Umdrehungen i. d. Min.) hoch. Anwendung da, wo Ersparnis an Anschaffungskosten und bei Herstellung der Maschinenkammer die Mehrkosten für Strom gegenüber Kolbenpumpe ausgleichen. Gröfste bisherige Leistung 5 cbm/min auf 1110 m Höhe mit 1000 PS-Motor.

Ueber die Ausführung und Regelung s. den Abschnitt über Kreiselpumpen. Regelung der Leistung nur in geringem Umfange durch Drosseln.

VI. Gebläse und Kompressoren.

A. Allgemeines.

Die von einem Gebläse zu liefernde **Luftmenge** ist gegeben in kg oder in cbm, bezogen auf 0^0 und 760 mm Q.-S. (Quecksilbersäule) oder von der jeweiligen Temperatur, Spannung und Feuchtigkeit der atmosphärischen Luft.

Das Gewicht von 1 cbm Luft beträgt bei der absoluten Temperatur T, dem relativen Feuchtigkeitsgehalt φ und dem Barometerstande h' in mm Q.-S. nach I. Bd. S. 403

$$\gamma = 342\,\frac{p}{T} - 0{,}176\,\varphi\,\frac{h'}{T}.$$

Das spezifische Volumen der Luft ist: $v = 1:\gamma$. Weiteres S. 610. Tafel für spezifisches Gewicht und Volumen mittelfeuchter Luft S. 611.

Ein Gebläse ist derart zu bemessen, dafs es auch bei der geringsten, an dem betreffenden Orte vorkommenden Dichtigkeit der Luft die nötige Luftmenge zu liefern imstande ist. Man hat der Rechnung somit die höchste örtliche Temperatur und den niedrigsten Barometerstand zugrunde zu legen. (Berücksichtigung der Höhe über dem Meeresspiegel bei hochgelegenen Hüttenwerkgebläsen.)

Um die Gebläseabmessungen nicht unnötig grofs zu erhalten, empfiehlt es sich, die Luft dort zu entnehmen, wo sie am kühlsten und trockensten ist; also tunlichst nicht aus dem Maschinenraume.

Die für ein Gebläse aufzuwendende **Nutzarbeit** setzt sich zusammen 1. aus der Arbeit der Verdichtung, 2. aus der Arbeit des Fortdrückens der Luft unter dem Gegendruck, 3. aus der Arbeit, die erforderlich ist, um der Luft die in den Kanälen notwendige Geschwindigkeit zu erteilen.

Bei Gebläsen für höhere Drücke kommen gewöhnlich nur die beiden ersten Arbeitsanteile in Betracht; bei Gebläsen für niedrige Drücke (Ventilatoren, Kapselgebläse) berücksichtigt man in der Regel nur den zweiten Arbeitsanteil, obwohl der auf die Erteilung der erforderlichen Geschwindigkeit entfallende Arbeitsanteil bei Gebläsen mit ganz geringen Druckunterschieden oft recht erheblich ist. Die vernachlässigten Arbeitsanteile finden dann dadurch Berücksichtigung, dafs man sie zu den schädlichen Widerständen schlägt und einen entsprechend ungünstigeren Wirkungsgrad einführt.

Vom Verein deutscher Ingenieure ist ein Entwurf von **Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren** ausgearbeitet, der seine endgültige Fassung nach Bewährung in der Praxis erhalten soll. Sein wesentlicher Inhalt ist im folgenden berücksichtigt.

B. Radgebläse.

a. Ventilatoren.

1. Allgemeines.

Ventilatoren sind Kreiselgebläse, die geringe Drücke erzeugen, von einigen mm Wassersäule bis zu etwa 500 mm Wassersäule (100 mm

Wassersäule $= \frac{1}{100}$ at). Nur für kleinste Drücke Räder mit achsialem Luftdurchtritt: Schraubenräder, sonst Räder mit radialem Luftdurchgang: Schleuderräder.

Man hat Schleudergebläse (Zentrifugalventilatoren) mit und ohne **Auslaufraum** (Diffuser).

Wirft das Schaufelrad unmittelbar aus, so erfährt die Luft nur innerhalb der Schaufeln durch die Fliehkraft und durch Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck eine Pressung; die der Luft erteilte hohe Austrittgeschwindigkeit wird ungenutzt vernichtet, was einen bedeutenden Arbeitsverlust darstellt. Für Ventilatoren ohne Auslaufraum sind daher Ventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln, bei denen die Austrittgeschwindigkeit am niedrigsten ist, am vorteilhaftesten.

Ist das Schaufelrad dagegen, wie üblich, von einem Auslaufraum (Diffuser) umgeben, der in der Regel als spiralförmig begrenzter, in einen kegeligen Stutzen endigender Ringraum ausgeführt ist (bei Grubenventilatoren wird ein Schlot von zunehmendem Querschnitt aufgesetzt), so wird in diesem der Luft ihre Geschwindigkeit zum gröfsten Teil genommen und in Druck umgesetzt, der Nutzeffekt also wesentlich erhöht.

Ein Ventilator kann **saugen** oder **blasen.** Er **saugt,** wenn er unmittelbar in die Atmosphäre auswirft, er **bläst,** wenn er unmittelbar aus der Atmosphäre saugt. In der Wirkung des Ventilators selbst besteht kein Unterschied, ob er saugt oder bläst. Wenn er saugt, heifst die von ihm erzeugte Pressung Unterdruck (Depression), wenn er bläst, heifst die Ventilatorpressung Ueberdruck.

Die **Pressung** wird gemessen in m Luftsäule oder, in der Regel, in mm Wassersäule. Unter gewöhnlichen Verhältnissen ist 1 m Luftsäule = 1,2 bis 1,25 mm W.-S. Die **gemessene** Pressung ist kleiner als die **ganze** vom Ventilator erzeugte, aber nicht mefsbare Pressung, und zwar um die Druckhöhe, die erforderlich ist, die Luft durch den Ventilator zu treiben (vgl. das Verhältnis der Klemmenspannung zur elektromotorischen Kraft einer Dynamomaschine).

Um die Pressung zu messen,*) sind die Drücke vor und hinter dem Ventilator festzustellen. Es ist zu unterscheiden: 1. **Statischer** Druck p_{st}, d. i. der Druck, den ein parallel zur Kanalwand strömendes Gas auf diese ausübt. 2. **Dynamischer** Druck p_d, d. i. die gröfste Drucksteigerung, die in einem bewegten Gasstrom vor einem Hindernis auftritt, $p_d = \frac{\gamma v^2}{2g}$ (gültig bis $v = 60$ m/sk), v = Stromgeschwindigkeit des Gases in m/sk, γ = Raumgewicht des Gases. 3. **Gesamtdruck** p_g gleich der Summe der Drücke unter 1. und 2. $p_g = p_{st} + p_d$ oder $p_g = p_{st} + \frac{\gamma v^2}{2g}$. Für die Berechnung der Ventilatorleistung ist allein p_g mafsgebend. Die Messung von p_g geschieht am zuverlässigsten

*) Ueber Druck- und Mengenmessung vgl. Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren. 1912. Geschäftstelle des V. d. I.

durch Messung von p_{st} (dieser meistens über dem Kanalquerschnitt nur wenig veränderlich) und Berechnung von p_d auf Grund der Mengenmessung ($v = \frac{Q}{F}$, Q Gasmenge in cbm/sk, F Kanalquerschnitt in qm). Die genaue Ermittlung von p_g namentlich bei Niederdruckventilatoren wichtig, da p_d oft einen wesentlichen Teil von p_g ausmacht.

Die Druckmessung geschieht durch Flüssigkeitsmanometer (U-Rohre) mit Quecksilber-, Wasser- und Alkoholfüllung (spezifisches Gewicht berücksichtigen!), bei Drücken bis 50 mm W.-S. mit Mikromanometer. Der statische Druck kann durch Serrsche Scheibe oder Hakenrohr, der dynamische Druck durch Stauscheiben, Haken- oder Staurohre gemessen werden, wobei die Geschwindigkeitsunterschiede im Mefsquerschnitt zu beachten sind. Anordnung A (Abb. 364) des Mefsrohres gibt annähernd den statischen, B genau den Gesamtdruck, C und D sind unbrauchbar wegen Saugwirkung des Gasstromes. Bei der gewöhnlichen Anordnung der Mefsgeräte stellen die gemessenen Drücke den Unterschied der Drücke vor und hinter dem Ventilator dar (Depression h).

Abb. 364.

Mengenmessung, selten mit Düsen oder Stauscheiben durchführbar, erfolgt meistens durch Anemometer, Hakenrohre oder Staugeräte, also mittelbar durch Geschwindigkeitsmessung. Die Geräte müssen sorgfältig geeicht sein, und Ungleichförmigkeiten in der Luftströmung sind zu beachten.

2. Berechnung der Schleudergebläse.

Auf die Aenderung der Dichte, die die Luft im Ventilator erleidet, braucht in der Regel keine Rücksicht genommen zu werden.

Es bezeichne:

u_1 die Radgeschwindigkeit am inneren Flügelende in m/sk,
u_2 die Radgeschwindigkeit am äufseren Flügelende in m/sk,
c_0 die Geschwindigkeit, mit der die Luft in das Gehäuse tritt, in m/sk,
c_1 die absolute Geschwindigkeit, mit der die Luft in das Rad eintritt, in m/sk,
c_2 die absolute Geschwindigkeit, mit der die Luft das Rad verläfst, in m/sk,
w_1 die relative Eintritt- und w_2 die relative Austrittgeschwindigkeit in m/sk,
n die Umlaufzahl i. d. Min.,
Q die zu liefernde Windmenge in cbm/sk,
$\mathfrak{h}$ die theoretische Pressung,
h die wirklich erzeugte Pressung, beim blasenden Ventilator Ueberdruck, beim saugenden Ventilator Depression (Unterdruck) genannt,
μ den manometrischen Wirkungsgrad, das Verhältnis der wirklichen Pressung zu der für radial endigende Schaufeln sich ergebenden theoretischen; bei guten, grofsen Ventilatoren ist für vorwärts gekrümmte Flügel μ etwa $= 0{,}78$, für radial endigende etwa $= 0{,}66$,

für rückwärts gekrümmte etwa $= 0{,}54$. Für kleine, knapp bemessene Ventilatoren sinkt der manometrische Wirkungsgrad bis auf die Hälfte der genannten Werte,

γ das Gewicht der geförderten Luft in kg/cbm $= 1{,}2$ unter gewöhnlichen Verhältnissen,

g die Beschleunigung durch die Schwere $= 9{,}81$ m/sk².

Für die Berechnung gilt sinngemäfs die für Kreiselpumpen auf S. 570 u. 571 gegebene Entwicklung.

1. **Gröfse der Ventilatorpressung.**

Ein Ventilator **mit Diffuser** erzeugt theoretisch die Pressung

$$\mathfrak{h} = \frac{u_2^2 + u_2 w_2 \cos \alpha_2}{g} \text{ m Luftsäule (S. 572).}$$

Die theoretische Pressung in mm W.-S. erhält man, wenn man mit γ multipliziert. Setzt man für gewöhnliche Verhältnisse $\frac{\gamma}{g} = \frac{1}{8}$,

so wird $$\mathfrak{h} = \frac{u_2^2 + u_2 w_2 \cos \alpha_2}{8} \text{ mm W.-S.}$$

Für **radial** endigende Schaufeln wird $\cos \alpha_2 = 0$, mithin $\mathfrak{h} = u_2^2 : 8$ mm W.-S., für **rückwärts** gekrümmte Schaufeln wird $\cos \alpha_2$ negativ, für **vorwärts** gekrümmte positiv. Vorwärts gekrümmte Schaufeln ergeben also die höchste, rückwärts gekrümmte die niedrigste Pressung.

Die wirkliche Pressung h ist kleiner als die theoretische. Bei der Berechnung der wirklichen Pressung legt man aber in der Regel nicht die obengenannte Formel zugrunde — diese dient nur dazu, den Einflufs der Schaufelwinkel usw. zu verfolgen —, sondern setzt

$$h = \mu \frac{u_2^2 \gamma}{g} = \sim \mu \frac{u_2^2}{8} \text{ mm W.-S.,}$$

worin μ der manometrische Wirkungsgrad ist (s. oben).

2. **Umfanggeschwindigkeit des Flügelrades.**

Aus dem obigen Ausdruck für h, gemessen in mm W.-S., ergibt sich die Umfanggeschwindigkeit:

$$u_2 = \sqrt{\frac{g\,h}{\gamma \mu}} = \sim \sqrt{\frac{8\,h}{\mu}}.$$

3. **Abmessungen des Flügelrades.**

Die Geschwindigkeit c_0 wird in der Regel $= 8$ m/sk gesetzt.

Pelzer nimmt c_0 für niedrige Drücke kleiner als für grofse, u. zw. für

$h =$	10	20	50	100	150	200	250	300	350 mm W.-S.,
$c_0 =$	4,7	6,6	10,5	15,0	18,3	21,0	23,5	25,8	27,8 m/sk.

Der Durchmesser d der Saugöffnung ergibt sich aus

$$\tfrac{1}{4} \pi d^2 = Q : c_0 \text{ bei einseitigem Luftzutritt,}$$
$$\tfrac{1}{4} \pi d^2 = \tfrac{1}{2} Q : c_0 \text{ bei zweiseitigem Luftzutritt.}$$

Den Raddurchmesser D mache man $= 2\,d$ bis $3\,d$, daraus ergibt sich die **Umdrehungszahl** $n = 60 \frac{u_2}{\pi D}$.

Die lichte Radbreite wähle man derart, dafs die Luft ihre Geschwindigkeit innerhalb des Gebläses nicht wesentlich ändert.

Mit Rücksicht auf Einschnürung ergibt sich die lichte Radbreite am inneren Umfange $= 0{,}25\,d$ bis $0{,}4\,d$ für einseitigen, $= 0{,}5\,d$ bis $0{,}8\,d$ für zweiseitigen Luftzutritt.

Die lichte Radbreite läfst man bei Ventilatoren für grofse Pressungen zweckmäfsig nach aufsen abnehmen, um die auf der Vorder- und Rückseite der Schaufeln sich bildenden Unterschiede in der Pressung einigermafsen auszugleichen und damit der Hauptursache des lästigen Geräusches der Ventilatoren entgegenzuwirken.

Die Schaufelzahl wählt man je nach der Gröfse des Rades zu 8 bis 24. Die Hälfte der Schaufeln führt man häufig nur als Teilschaufeln aus. Ueber die Schaufelform siehe unter 3.

4. **Wetterleistung.** In der Regel hat ein Ventilator keine statische Druckhöhe zu überwinden, sondern nur eine dynamische, die den Reibungs- und Beschleunigungswiderständen der bewegten Luft entspricht und mit dem Quadrat der Geschwindigkeit zunimmt. Ein Ventilator fördert daher bei jeder Pressung, und die Wettermenge Q ist proportional $\sqrt{h}$ ($h =$ Pressung) oder $\frac{Q}{\sqrt{h}} =$ konst. (Bei Grubenventilatoren heifst $Q : \sqrt{h}$ Temperament der Grube.) Die bei gegebener Pressung geförderte Wettermenge hängt ab vom Widerstande des Wetterweges (einschl. desjenigen des Ventilators). Wieviel Wetter bei gegebener Pressung durch den Wetterweg getrieben werden, läfst sich annähernd rechnen oder durch Versuch feststellen. Kennt man die Wettermenge für **eine** Pressung, so ergibt sie sich für jede andere aus der oben genannten Beziehung. Die Nutzleistung des Ventilators ist $Q \,.\, h$ mkg/sk, (Q in cbm/sk, h in mm W.-S.).

5. **Kraftbedarf** in PS: $N = \frac{Q\,h}{75\,\eta}$ (Q in cbm/sk, h in mm W.-S.).

Der Kraftbedarf wächst, da h etwa mit dem Quadrat der Umlaufzahl und Q proportional $\sqrt{h}$, d. h. also proportional der Umlaufzahl zunimmt, mit der **3. Potenz der Umlaufzahl.**

Der **mechanische Wirkungsgrad** η hat bei unveränderlicher Drehzahl für einen bestimmten Widerstand seinen Höchstwert, ebenso bei unveränderlichem Widerstande für eine bestimmte Luftmenge, hängt aufserdem von den gewählten Luftgeschwindigkeiten und der Bauart ab. Zuverlässige Ermittlungen wegen der Schwierigkeit richtiger Luftmessung wenig vorhanden. Für kleine Ventilatoren (25 bis 1000 cbm/min und h bis 400 mm) $\eta = 0{,}4$ bis $0{,}6$, für Grubenventilatoren (bis 18 000 cbm/min gebaut) $\eta = 0{,}6$ bis $0{,}8$.

Für unmittelbar auswerfende Ventilatoren (Ventilatoren ohne Auslaufraum) erhöhen sich Umlaufzahl und Betriebsarbeit bedeutend. Der verlorene Arbeitswert der mit der Geschwindigkeit c_2 ausgeworfenen Luft beträgt für mittlere Dichte der Luft $\left(\frac{\gamma}{g} = \frac{1}{8}\right)$ $0{,}00084\; Q\,c_2^2$ PS, während, wenn die Luftgeschwindigkeit im Auslaufraum auf c ermäfsigt wird, nur $0{,}00084\; Q\,c^2$ PS verloren gehen.

6. Als Mafsstab für den Gesamtwiderstand eines Ventilators dient bei Grubenventilatoren die **gleichwertige Oeffnung** oder äquivalente Grubenweite A. Sie bedeutet den Querschnitt einer Oeffnung in dünner Wand, welche den durchströmenden Luftmengen denselben Widerstand bietet wie das Grubengebäude. Bei Einschnürungszahl $= 0{,}65$ und Raumgewicht der Luft $\gamma = 1{,}2$ ist $A = \frac{0{,}38\, Q}{\sqrt{h}}$. Für andere Ventilatoren hat die gleichwertige Düse dieselbe Bedeutung (Einschnürungszahlaber $= 1$).

Kennlinien.*) Für eine bestimmte gleichwertige Oeffnung oder Düse A ist Q proportional n, h proportional γ und n^2, N proportional n^3 und γ. Werden deshalb bei einer Ventilatorart Q, h und N z. B. auf die Umfangsgeschwindigkeit $u = 1$ bezogen, so ergeben sich Kennziffern für Q, h und N, die für alle geometrisch ähnlichen Ausführungen derselben Ventilatorart gleichbleiben und deren Verhalten erkennen lassen. Aendert sich A, so ändern sich die Kennziffern in Abhängigkeit von A nach den Kennlinien (Abb. 365). Sind z. B. η und die Kennlinie für h als Funktion von A ermittelt, so können daraus nach den bekannten Beziehungen die Kennlinien für Q und N berechnet und aufgetragen werden. Es sind dann die Eigenschaften aller geometrisch ähnlichen Gröfsen einer Ventilatorart zu übersehen, wie Abhängigkeit zwischen A, Q, h, N, Ventilatorgröfse und u. Die Kennlinien zeigen auch den Verlauf von Q, h und N für verschiedene gleichwertige Oeffnungen A bei unveränderlichem n.

Abb. 365.

3. Schaufelform.

Eine bestimmte Schaufelform läfst sich als die zweckmäfsigste nicht bezeichnen, vielmehr haben sich die sehr verschiedenen, in Abb. 366 bis 371 dargestellten Formen je nach den besonderen Verhältnissen bewährt.

Abb. 366. Abb. 367. Abb. 368. Abb. 369. Abb. 370. Abb. 371.

Die inneren Schaufelenden sind so zu formen, dafs sie in die Luft einschneiden. Für radial gerichtete Eintrittgeschwindigkeit c_1 mufs dann die Bedingung erfüllt sein $\operatorname{tg} \alpha_1 = c_1 : u_1$,

*) Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren. 1912. Herausgegeben vom V. d. I.

worin α_1 den Winkel bezeichnet, den das innerste Schaufelteilchen mit der Strecke u_1 bildet (Abb. 341, S. 570).

Abb. 366 bis 371: Form *a* zeigt gerade radiale Schaufeln, am einfachsten: Wirkungsgrad mäfsig. Form *b* hat radial endigende Schaufeln mit rückwärts geneigtem, innerem Flügelstücke: Wirkungsgrad gröfser als bei der Form *a*. Form *c* hat rückwärts geneigte, gerade Schaufeln: Umdrehungszahl gröfser, absolute Austrittgeschwindigkeit kleiner als bei den beiden vorigen Formen. Form *d* liefert dasselbe in noch höherem Mafse wie *c* und ist daher empfehlenswert bei Ventilatoren für kleine Pressungen. Form *e* ermöglicht kleine Umdrehungszahl bei grofser absoluter Austrittgeschwindigkeit; geeignet für hohe Pressungen. Form *f* mit vielen vorwärts gekrümmten Schaufeln von geringer radialer Tiefe, aber grofser Breite, ist hauptsächlich geeignet für grofse Luftmengen und kleine Drücke oder Depressionen, Wirkungsgrad gut.

4. Konstruktionsangaben für Schleudergebläse.

Die Schaufeln sind entweder seitlich durch fest mit ihnen verbundene Blechwände abgeschlossen (Abb. 372 u. 373), oder die seitlich offenen Schaufeln bewegen sich in einem der äufseren Umgrenzung der Flügel sich möglichst anschmiegenden Gehäuse; die erstere Form gibt im allgemeinen einen etwas höheren Wirkungsgrad. Einseitiger Luftzutritt (Abb. 374) erfordert gröfsere Radabmessungen als zweiseitiger (Abb. 376), ist aber in mancher Beziehung baulich vorteilhafter; empfehlenswert ist er, wenn bei hoher Umfangsgeschwindigkeit schon zur Ermäfsigung der Umlaufzahl ein gröfserer Raddurchmesser gewählt wird.

Gehäuse gemauert, aus Gufseisen oder Blech, vielfach auch Unterteil gemauert, Oberteil aus Blech (Abb. 374 bis 377).

Einlaufkegel für die Luft auf der Achse empfehlenswert. Die Achse ist so zu bemessen, dafs sie genügend fest und steif genug ist, um nicht in Schwingungen zu geraten. Tiegelstahl ist hierzu geeignet. Ferner ist die Achse gegen achsiale Verschiebung gut zu sichern und womöglich mit Stellvorrichtung in dieser Richtung zu versehen.

Bei der Berechnung der Zapfen (I. Bd., Abschn. Maschinenteile) setze man in der dort angegebenen Formel die Erfahrungszahl $w \overline{\overline{<}} 15000$; den Flächendruck k halte man tunlichst klein.

Für **Lüftungsanlagen**, in denen grofse Luftmengen mit geringen Drücken oder Depressionen zu fördern sind, finden vielfach Ventilatoren Anwendung, deren Flügelräder einseitig offene Trommeln mit vielen nach vorwärts gerichteten dünnen Schaufeln geringer radialer Tiefe (meist 1 : 14 bis 1 : 10 des Raddurchmessers), aber grofser Breite, nach Form *f* (Abb 371) bilden. Ventilatoren dieser Art sind: Der Sirocco-Ventilator, der bei grofsen gleichwertigen Oeffnungen auch als Hauptgrubenventilator gebaut wird; das Schrägschaufelgebläse von G. Schiele & Co., bei dem durch Schrägstellen und eine hyperboloidartige Form der im Querschnitt geraden Flügel eine Schrauben- mit einer Schleuderwirkung der Flügel zur Erzielung eines möglichst geräuschlosen Ganges vereinigt wird (Ausführung von 40 bis 3000 cbm/min bei 10 bis 105 mm W.-S. Druck oder Depression), und

der Ventilator der Turbon-Ventilator-Gesellschaft, Berlin, bei dem das Flügelrad aus einzelnen zwischen zwei Spannringen gehaltenen gewellten Ringen besteht.

Abb. 372 u. 373.

Antrieb. Riemenantrieb häufig; für Grubenventilatoren ist Seilantrieb von der Dampfmaschine gebräuchlich. Ventilatoren für Unterwindfeuerungen auf Schiffen werden durch sehr schnellaufende Dampfmaschinen (z. B. System Westinghouse mit 110 bis 140 mm Zylinderdurchmesser, 100 bis 130 mm Hub und $n \sim 500$) angetrieben. Sonderventilatoren für Gruben häufig durch schnellaufende Druckluftmotoren angetrieben, auch durch Peltonräder. Bei unmittelbarem Antriebe gebe man dem Ventilator und der Kraftmaschine womöglich eine gemeinsame Grundplatte. — Ferner für kleine und grofse Ventilatoren vielfach elektrischer Antrieb ohne Zwischenglied. Für den Betrieb von Kuppelöfen für Bessemerwerke dienen Ventilatoren mit Flügeldurchmessern bis über 3 m für Winddrücke von 500 bis 1000 mm W.-S. Bei parallel arbeitenden, mit gleicher Umlaufzahl betriebenen Ventilatoren kann man die Leistung der einzelnen Ventilatoren sehr bequem regeln, indem man in der Druckleitung (gegebenenfalls in der Saugleitung) mit einem Schieber mehr oder weniger drosselt.

Hauptgrubenventilatoren werden fast ausschliefslich saugend mit ein- oder zweiseitiger Saugmündung angeordnet. Wetterleistung bis 16000 cbm/min. Häufig vorkommende Depressionen 50 bis 300 mm W.-S. Erforderliche Wettermenge für 1 Mann und für 1 Pferd von den bergpolizeilichen Vorschriften abhängig. Im Oberbergamtsbezirk Dortmund z. B. sind 3 cbm/min für 1 Mann vorgeschrieben, ohne Rücksicht auf die Zahl der Pferde. Weit verbreitet sind der Rateau-Ventilator von Schüchtermann & Kremer, Dortmund (Abb. 374 u. 375) und der Capell-Ventilator der R. W. Dinnendahl A.-G., Kunstwerkerhütte bei Steele (Ruhr) (Abb. 376 u. 377).

Zur Berechnung der Depression, die erforderlich ist, um in 1 sk die Wettermenge Q durch die Grube zu treiben, dient die gleichwertige

Oeffnung A, s. 2., Abs. 6. A ist bei neuen Gruben nur näherungsweise zu schätzen und veränderlich. Für eine verlangte Luftleistung Q hängt die zweckmäfsigste Bauart und der Wirkungsgrad von A ab. Wegen der Veränderlichkeit von A ist der Wirkungsgrad oft schlechter als mit der betr. Bauart des Ventilators erreichbar. Die gleichwertige Oeffnung des Ventilators, die seinen inneren Widerstand darstellt, ist gegenüber dem der Grube hinreichend grofs zu machen, um einen günstigen

Abb. 374.

Abb. 375.

Abb. 376.

Abb. 377.

Nutzeffekt zu erzielen. Um die Wetterführung umkehren zu können, sind die Ventilatoren oft mit Umstellvorrichtungen versehen, so dafs saugend oder blasend gearbeitet werden kann.

Antrieb der Hauptgrubenventilatoren grofsenteils durch Dampfmaschinen und Seiltrieb. Vielfach auch unmittelbarer elektrischer Antrieb. Weil bei jungen Gruben in der Entwicklungszeit, wo weniger Luft und niedrigere Depression gebraucht wird, der Kraftbedarf nur ein Bruchteil des vollen ist, treibt man den Ventilator mit geringerer Umlaufzahl zuerst mit einem kleinen Motor durch Riementrieb und setzt erst

Hochdruck-Ventilatoren von G. Schiele & Co., G. m. b. H., Frankfurt am Main und Eschborn am Taunus

für Schmiedefeuer

Durchmesser des Flügelrades in mm	Durchmesser der Ausblasmündung in mm	Druck in mm W.-S.	Umdrehungen i. d. Minute	Luftmenge in cbm/min	Riemenscheibe Breite in mm	Riemenscheibe Durchmesser in mm
400	120	200	2850	19	70	100
475	150	200	2350	31	80	120
600	200	200	1820	53	90	150
675	225	200	1600	67	100	175
750	250	200	1400	84	100	200
850	290	200	1275	113	125	225
950	320	200	1100	137	2 Scheiben z. 150	250
1075	370	200	1000	182	2 Scheiben z. 160	275
1200	400	200	890	213	2 Scheiben z. 180	300
1500	500	200	740	334	2 Scheiben z. 200	350
1750	600	200	615	480	2 Scheiben z. 225	400
2000	750	200	540	750	2 Scheiben z. 300	500

für Schmelzöfen

Durchmesser des Flügelrades in mm	Durchmesser der Ausblasmündung in mm	Druck in mm W.-S.	Umdrehungen i. d. Minute	Luftmenge in cbm/min	Schmelzleistung kg/st	Antriebleistung PS	Durchmesser des Ofens in mm	Riemenscheibe Breite in mm	Riemenscheibe Durchmesser in mm
475	150	400	3150	25	1 500	5	etwa 500	80	120
		500	3500	28	1 650	7			
600	200	400	2450	40	2 400	8	etwa 600	90	150
		500	2750	45	2 700	11			
675	225	400	2150	50	3 000	10	etwa 700	100	175
		500	2400	54	3 250	13			
750	250	400	1975	58	3 500	11	etwa 800	100	200
		500	2200	65	3 900	15			
850	290	400	1700	78	4 700	14	etwa 900	125	225
		500	1900	88	5 300	20			
950	320	400	1500	95	5 700	16	etwa 1000	2 Scheiben z. 150	250
		500	1700	107	6 400	23			
1075	370	400	1375	128	7 700	22	etwa 1100	2 Scheiben z. 160	275
		500	1550	143	8 600	31			
1200	400	400	1225	150	9 000	25	etwa 1200	2 Scheiben z. 180	300
		500	1375	167	10 000	35			
1500	500	400	965	235	14 100	38	etwa 1500	2 Scheiben z. 200	350
		500	1080	263	15 800	52,5			
1750	600	400	835	338	20 300	53	etwa 1800	2 Scheiben z. 225	400
		500	935	378	22 700	74			
2000	750	400	730	528	31 700	81	etwa 2250	2 Scheiben z. 300	500
		500	820	592	35 500	112			

später den endgültigen Motor an. Oder man schaltet ein elektrisches Regelgetriebe zu.

Parallelbetrieb von Hauptgrubenventilatoren selten angewendet, weil, wenn der eine zu langsam läuft oder zum Stillstande kommt, er für den anderen Kurzschlufs bildet, was die Grube gefährdet. Stehen die Ventilatoren aber auf weit voneinander entfernten Schächten, oder, wenn sie auf demselben Schacht arbeiten, ist dieser durch eine Scheidewand geteilt, so dafs jedem Ventilator ein grofser Widerstand vorgeschaltet ist, ist der Parallelbetrieb angängig.

Capell-Ventilatoren mit unmittelbar gekuppeltem Elektromotor **von R. W. Dinnendahl A.-G., Kunstwerkerhütte bei Steele (Ruhr).**

Ventilator-Flügelrad		Weite des Saug- und Blashalses	Umdrehungen in der Minute	Luftmengen bei		Höchster Druck bzw. Unterdruck	Kraftbedarf	Ungef. Gewicht für Ventilator, Grundpl. und Kuppl., jedoch ohne Motor
Durchmesser	Breite			geringstem Druckunterschied	höchstem Druckunterschied			
mm	mm	mm		cbm/min	cbm/min	mm W.-S.	PS	kg
250	80	150	1600	20	10	35	0,16	90
300	100	180	1500	36	18	45	0,36	110
350	120	200	1400	50	25	55	0,62	140
430	140	250	1300	80	40	70	1,2	190
500	160	300	1200	120	60	80	1,8	330
600	180	360	1150	180	90	105	3,5	460
650	200	400	1100	230	115	115	4,5	560
750	220	475	1000	300	150	125	6,5	840
900	270	550	900	500	250	145	12,5	1150
1000	300	600	800	600	300	150	15,5	1360

Doppelseitig saugende Gruben-Ventilatoren „Patent Capell"
der R. W. Dinnendahl A.-G., Kunstwerkerhütte bei Steele (Ruhr). (Abb. 376 u. 377.)

Flügelrad-Durchm. mm	2000	2250	2500	2750	3000	3250	3500	3750	4000	4250	4500	4750	5000
Umlaufzahl i. d. Min.	380	370	360	350	340	330	320	310	300	290	280	270	260
Depression mm W.-S.	135	160	190	220	245	270	295	320	340	360	375	390	400
Luftmenge . . cbm/min	2500	3200	4000	4900	5900	7000	8100	9300	10 600	12 000	13 400	14 800	16 200
Zugehörige Grubenweite qm	1,36	1,6	1,84	2,09	2,38	2,7	2,99	3,3	3,64	4,0	4,38	4,75	5,13

Grubenventilatoren
der Maschinenfabrik „Hohenzollern" in Düsseldorf-Grafenberg.

Flügelrad-Durchmesser . . . . mm	2000	2500	3000	3500	4000	4500	4750	5000	5250
Gröfste Luftmenge . . . cbm/min	1800	2600	3600	5000	6600	8500	9250	10500	12000
Luftpressung . . . . mm W.-S.	125	175	225	250	300	325	350	375	400
Zugehörige Grubenweite . . . qm	1,022	1,243	1,520	2,010	2,410	2,980	3,138	3,440	3,821
Umlaufzahl i. d. Min.	385	365	345	310	295	275	270	265	260

5. Schraubenradgebläse (Schrauben-Ventilatoren).

Die Schraubenradgebläse sind für gleiche Lieferungsmengen bedeutend kleiner und daher erheblich billiger als Schleudergebläse; sie empfehlen sich daher, wenn grofse Luftmengen mit ganz geringer Pressung zu bewegen sind, also zu Lüftungsanlagen (III. Bd., Heizung u. Lüftung u. f.), zu Entdunstungs-, Entstaubungs-, Kühl- und Trockenanlagen usw. Häufig werden sie, um Leitungswiderstände, die höhere Pressungen erfordern würden, zu vermeiden, unmittelbar in die Wand des zu lüftenden Raumes eingebaut. Ihr geringer Wirkungsgrad läfst sich durch Anwendung von Leitschaufeln erhöhen, jedoch sind diese wegen des höheren Preises weniger in Gebrauch.

Die Flügel sind entweder gerade oder nach Art der Schiffsschraube gekrümmt. Schraubenradgebläse von La Motte: eine zusammenhängende Schraubenfläche; Schraubenradgebläse von Blackman: Rad frei im Saugraume, die Luft wird durch Schöpfschaufeln an der Vorderfläche und am Umfange entnommen.

Der äufsere Durchmesser des Flügelrades ergibt sich aus

$$D_2 = 1{,}3\sqrt{\frac{Q}{c_1}},$$

worin Q die geförderte Luftmenge in cbm/sk, c_1 die Eintrittgeschwindigkeit der Luft ist (in der Regel $c_1 = 8$ bis 10 m/sk).

Die Umfangsgeschwindigkeit ergibt sich aus $u = f\sqrt{hgv}$;
für mittlere Verhältnisse ist $v = 0{,}8$ cbm/kg, so dafs $u = 2{,}8 f\sqrt{h}$.

Für das Schraubenradgebläse von La Motte ist . $f = 1{,}9$ bis 4,5,
„ Schraubenräder mit geraden Schaufeln . . $f = 2{,}8$ bis 3,5,
„ „ „ gekrümmten „ . . . $f = 2{,}2$ bis 2,9.

Die erforderliche **Betriebsleistung** in PS beträgt

$$N = \frac{Qh}{75\,\eta} \qquad \text{mit } \eta = 0{,}2 \text{ bis } 0{,}3.$$

Schraubenradgebläse

von G. Schiele & Co. in Bockenheim bei Frankfurt (Main), Abb. 378 u. 379.

Windpressungen $h = 2$ bis 6 mm W.-S.

Flügelrad-Durchmesser D_2 mm	Luftmenge $60\,Q$ cbm/min	Umdrehungen i. d. Min. n_{max}	Betriebsleistung PS	Riemenscheibe Durchm. mm	Riemenscheibe Breite mm	Gewicht kg	Flügelrad-Durchmesser D_2 mm	Luftmenge $60\,Q$ cbm/min	Umdrehungen i. d. Min. n_{max}	Betriebsleistung PS	Riemenscheibe Durchm. mm	Riemenscheibe Breite mm	Gewicht kg
200	15	2500	0,05	40	50	12	1200	650	500	3,0	300	125	425
250	25	2300	0,11	60	50	20	1500	1000	400	4,0	400	150	720
300	40	2000	0,20	80	60	27	1750	1400	350	5,5	500	150	1000
400	65	1500	0,30	100	60	40	2000	1800	300	7,0	550	150	1125
500	105	1200	0,50	125	60	75	2350	2325	260	9,5	650	150	1350
650	190	900	0,90	150	80	135	2500	2850	230	11,5	700	160	1800
800	280	800	1,50	200	100	200	2750	3400	215	13,5	800	180	2000
1000	450	600	2,20	250	125	300	3000	4150	200	16,5	850	200	2500

Die vorstehenden Schraubenradgebläse besitzen ein starkes Ringgehäuse mit Flanschen und angegossenen Füfsen; sie können auf dem Fufsboden oder auf einer Konsole befestigt oder in eine Wand eingemauert werden. Sie erhalten gewöhnlich Rechtsdrehung, von der Riemenscheibenseite aus gesehen, mit Eintritt der Luft von der entgegengesetzten Seite.

Abb. 378.

Abb. 379.

b. Turbogebläse. Turbokompressoren.

1. Anwendung. Turbogebläse und Kompressoren finden Anwendung zur Kompression grofser Luftmengen (untere Grenze für Kompressoren: elektrisch betrieben etwa 6000, Turbinenantrieb ∼ 3000 cbm/st, für Gebläse ∼ 2000 cbm/st). **Turbogebläse** bis 100 000 cbm/st und 3 at Druck für Hoch- und Kupolöfen sowie Bessemereien, chemische Fabriken, Kokereien, Gasanstalten; **Turbokompressoren** für Kraftübertragungszwecke, gewöhnlich 6 bis 8 at Druck, gröfste Ausführung 100 000 cbm/st auf 12 at.

2. Berechnung und Konstruktionsgrundlagen. Die Grundlagen sind sinngemäfs die gleichen wie bei Kreiselpumpen (S. 570). Der mit einer Stufe zu erzeugende Druck, durch u und Baustofffestigkeit begrenzt, $< 0{,}5$ at. Durch mehrstufige Anordnung höhere Drücke und mäfsigere Drehzahlen erzielbar, bei Gebläsen bis 5, bei Kompressoren bis 25 Räder hintereinander. Obere Grenze von $u \sim 150$ bis 200 m/sk. Verdichtungsarbeit auf alle Stufen annähernd gleich verteilt, woraus Druckverhältnis für jede Stufe ($\sim 1{,}1$ bis $1{,}18$) aus $\sqrt[z]{p_2 : p_1}$ folgt, z Stufenzahl, p_1 Anfangs-, p_2 Enddruck, z. B. bei 7facher Verdichtung 12 bis 14 Räder. Räder mit gleichem Durchmesser oder bei höheren Luftdrücken gruppenweise abgestuft und so ausgeführt, dafs Wirkungsgrad für jeden Radsatz annähernd gleich. Im allgemeinen Gesamtwirkungsgrad um so höher, je mehr Stufen, doch ist Zahl durch Rücksicht auf Herstellungskosten beschränkt. Wegen Radbreite, die nicht zu klein werden darf, für grofse Luftmengen grofse, für kleine Mengen kleine Räder. Mit einem Radsatz erzeugter Druck abhängig vom spezifischen Gewicht, u und Schaufelform, u durch Radfestigkeit, Drehzahl und Menge bedingt.

Berechnung erfolgt am bequemsten mit Benutzung der Entropietafel für Luft.*) Die Luftverdichtung erfolgt in jeder Stufe adiabatisch. Sind p_1' und p_2' die tatsächlichen Drücke vor und hinter einem Radsatz in kg/qm, so ist $p_2' - p_1' = \sqrt[z]{p_2 : p_1}$. Je nach den Verlusten in Lauf- und Leitrad, die sich in Wärme umsetzen (hydraulischer Wirkungsgrad ε), und der Kühlwirkung ist die Endtemperatur (über der adiabatischen) für den Radsatz abzuschätzen, woraus sich das mittlere spezifische Volumen v_m (Entropietafel) ergibt. Dann ist die tatsächliche Druckhöhe $H = (p_2' - p_1') . v_m$ und die theoretische Druckhöhe $\mathfrak{H} = H : \varepsilon = (p_2' - p_1')\, v_m : \varepsilon$ in m Luftsäule. Aus der Beziehung

$$\frac{g\,H}{\varepsilon} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \text{ (s. Kreiselpumpen, S. 571)}$$

und der Wahl der Schaufelwinkel folgen die Umfangsgeschwindigkeit u_2 und nach Wahl von n der Durchmesser des Laufrades, die übrigen Abmessungen nach denselben Ueberlegungen wie bei Kreiselpumpen. Luftgeschwindigkeit in den Rädern ein Mehrfaches von denen bei Kreiselpumpen.

3. Kraftaufwand. Die erforderliche Leistung N_i' in PS für jede Stufe ist gegeben aus dem Wärmewert W der adiabatischen Verdichtung (S. 612) für 1 kg/sk angesaugte Luftmenge zwischen den gegebenen Druckgrenzen und wird

$$N_i' = \frac{427 \, . \, W \, . \, Q}{75 \, . \, \eta \, . \, v},$$

Q angesaugte Luftmenge in cbm/sk, v spezifisches Volumen der angesaugten Luft, η gleich dem um den Betrag der Lagerreibung, 2 bis 5 %, verringerten hydraulischen Wirkungsgrad ε. Bei Kompressoren für 6 bis 7 at Druck ist der Kraftbedarf an der Welle $N_i \sim 115$ bis 120 PS je 1000 cbm/st angesaugte Luft.

4. Schaufelform. Von Schaufelwinkeln und Kanalquerschnitten hängt das Verhältnis der erzeugten statischen (Laufrad) zur dynamischen Druckhöhe (Leitrad) ab. Wirkungsgrad der Laufräder $\sim 0{,}85$ bis $0{,}94$, der Leiträder $\sim 0{,}7$ bis $0{,}78$. Deshalb vorteilhaft Anteil der statischen Druckerzeugung zu erhöhen, bester Wirkungsgrad bei mäfsig **rückwärts** gekrümmten Schaufeln. Bei **vorwärts** gekrümmten Schaufeln arbeitet Kompressor auf dem ansteigenden Ast der Kennlinie (Abs. 5) (bester Wirkungsgrad), Ma-

Abb. 380.

*) Die Entropietafel für Luft und ihre Verwendung zur Berechnung der Kolben- und Turbokompressoren. Von Prof. O. Ostertag. Berlin 1910. Jul. Springer.

schine schnappt dann ab, sowie statischer Druck höher als Leerlaufdruck ist.

5. Kennlinien. Kennlinie zeigt für n = konst. Abhängigkeit des Druckes vom Volumen (Abb. 380). Druck p steigt vom Leerlaufdruck, $Q = 0$, wo nur statische Druckerzeugung ist, bis zu einem Höchstwert und fällt dann ab wegen der wachsenden Verluste durch Reibung und Wirbelung. Für jede Drehzahl besondere Kennlinie. Form der Kennlinie kann durch entsprechende Wahl der Lauf- und Leitradschaufelung gegebenen Betriebsbedingungen angepafst werden. Die Stellen des regelrechten Betriebes liegen auf abfallendem Ast der Kennlinie. Diese für Kompressoren stark abfallend, damit Antriebsmaschine bei grofsen Luftmengen nicht überlastet wird. Maschine kann, wie Kennlinie zeigt, abschnappen, wenn bei geringer Luftleistung statischer Druck über Leerlaufdruck steigt oder Drehzahl abfällt.

6. Bauart. Ausführungsbeispiele: Abb. 381 3stufiges Hochofengebläse für 0,5 at Winddruck, Bauart Brown, Boveri-Rateau, $n = 3200$

Abb. 381.

i. d. Min., zweiseitiger Lufteinlauf. Abb. 382 Turbokompressor, Bauart Jäger & Co., Leipzig, mit Röhrenkühlung und einseitigem Lufteintritt.

Gehäuse bei gröfseren Leistungen zwecks Zugänglichkeit entsprechend Stufenzahl senkrecht oder im ganzen wagerecht oder beides geteilt. **Laufräder** meistens Scheiben gleicher Festigkeit, zwischen ihnen in Prefsschablonen hergestellte Schaufeln aus Nickelstahl eingenietet, oder Scheiben mit beiderseitig angenieteten geraden Schaufeln (Escher, Wyss & Co.). Für niedrige Drücke häufig keine **Leitschaufeln,** sonst Leitschaufeln in Gehäuse eingegossen oder angenietet. Jedes Rad ist für sich, ebenso ganzer Radsatz mit Welle auszuwuchten, kritische Drehzahl (Dampfturbinen) zu beachten. **Abdichtung** an den Wellenenden durch Stopfbüchsen mit Kohlenringen oder Büchsen aus Weifsmetall mit Labyrinthen, 0,1 bis 0,2 mm Spielraum; an den einzelnen Laufrädern durch Dichtungsringe mit Labyrinthen.

Ausgleich des Achsialdruckes erfolgt mit denselben Mitteln wie bei Kreiselpumpen, meistens, da Ausgleich nicht vollständig ist, noch Kammlager vorgesehen, die aufserdem zur genauen Welleneinstellung dienen. Entlastungskolben oder Scheiben mit Drucköl oder dem Luftdruck der letzten Stufe belastet und mit Labyrinthdichtung versehen. **Kühlung** bei Drücken über 2 at abs. allgemein, falls Erwärmung nicht nützlich. Vorteil: Kraftersparnis und Lieferung trockener, kalter Luft. Entweder nur am Gehäuse oder in besonderen Zwischenkühlern oder bei grofsen Luftmengen und Drücken auch beides. Kühlräume durch Hohlgiefsen der Leitgehäuseteile gebildet, Wirkung durch Einbau von Rohrsystemen (Abb. 382), Angiefsen von Rippen und Umlauf erhöht.

Abb. 382.

Rückkühlung des Wassers zu empfehlen. Kühlwasser entweder durch alle Kühlräume hintereinander laufend oder einzelne Stufen mit gesondertem regelbaren Zulauf. An ersten Stufen Kühlung wenig wirksam, bei guter Anordnung fast isothermische Verdichtung erreichbar.

Schmierung der Wellenlager durch Drucköl mittels einer von der Welle durch Schnecke und Schneckenrad getriebenen Pumpe. Oelrückkühlung, Oelverbrauch gering, selbst bei grofsen Leistungen $<$ 100 g/st. Lagerschalen häufig mit Wasserkühlung.

7. Antrieb. Riemen nur für kleine Gebläse, namentlich in Giefsereien, bis $n = 3000$ bis 4000 i. d. Min. Elektrischer Antrieb nur bei niedrigen Strompreisen $\sim$ bis 1,5 Pf/KWst zu empfehlen. Gleichstrom: bis $n = 3000$ bis 4000 i. d. Min. erreichbar, aber wegen Schwierigkeit der funkenfreien Kommutierung wenig angewendet, wirtschaftliche Regelung durch Drehzahländerung möglich. Drehstrom: höchstens $n = 3000$ i. d. Min., Drehzahl schon zu niedrig (Ver-

teuerung der Maschine), wirtschaftliche Regelung mit einfachen Mitteln nicht durchführbar, deshalb durch Bauart entsprechend den Betriebsbedingungen Regelung möglichst erleichtern. Am vorteilhaftesten Turbinenantrieb, $n = 4000$ bis 4500 i. d. Min. für Kompressoren, 3000 bis 4000 für Gebläse. Hohe Regelfähigkeit. Vielfach Niederdruckturbinen zur Verwertung von Abdampf und Zweidruckturbinen für Frisch- und Abdampf.

8. Regelung. Bei $n =$ konst. steigt Menge mit abnehmendem Widerstand und umgekehrt. Fehlt deshalb statischer Gegendruck, so pafst sich Maschine Bedarf selbsttätig an. Meistens veränderliche Fördermenge bei unveränderlichem Druck verlangt. Geschieht durch Aenderung von n (Abs. 5, Abb. 380 S. 606), am besten erreichbar bei Dampfturbinenantrieb, Regelfähigkeit ∾ 60 bis 110 % der normalen Leistung. Regelung häufig selbsttätig durch Relais (Luftkolben unter Federdruck). Bewegung des Regelkolbens benutzt, um Hülfsmotor zum Betätigen der Turbinenregelung zu bewegen. Bei Drehstromantrieb Regelung durch Drosseln in der Druckleitung. Wird unveränderliche Luftmenge verlangt und Druckänderung (Hoch- und Kupolofen), so wird ebenfalls n geändert (Abb. 380 S. 606); bei Dampfturbinenantrieb selbsttätig mit Luftrelais, auf das die in Druck umgesetzte Geschwindigkeitsänderung in der Saugleitung einwirkt. Bei Drehstromantrieb kann Druckänderung mit $n =$ konst. durch Parallel- und Hintereinanderschalten von Radgruppen bei gleichzeitiger Aenderung der Luftmenge erzielt werden. Für Gassauger in Kokereien Aenderung von n nötig, um Menge und Saugwirkung dem mit dem Ofengang wechselnden Gasgewicht anpassen zu können.

9. Wirkungsgrade. Lagerreibung 2 bis 5 %. Hydraulischer Wirkungsgrad ε je nach Formgebung und Abmessung der Lauf- und Leiträder ∾ 0,6 bis 0,73. Ist N_i die in die Maschine eingeleitete Leistung (S. 606, 3), N_{ad} die zur adiabatischen, N_{is} die zur isothermischen Verdichtung der geförderten Luftmenge erforderliche Leistung, so bedeutet $\eta_{ad} = N_{ad} : N_i$ den **adiabatischen**, $\eta_{is} = N_{is} : N_i$ den **isothermischen** Wirkungsgrad. Je nachdem Kühlung vorhanden oder nicht, je nach Güte der Kühlung, Maschinengröfse und ε beträgt η_{ad} ∾ 0,55 bis 0,76, η_{is} ∾ 0,5 bis 0,69. Der Gesamtwirkungsgrad ist das Verhältnis des Wärmewertes von N_{is} zu dem Wärmewert des verbrauchten Kraftmittels, meistens 0,3 bis 0,4. **Dampfverbrauch** bei Maschinen gröfserer Leistung mit Frischdampfturbinen ∾ 700 bis 850 kg, mit Abdampfturbinen ∾ 1250 bis 1350 kg für 1000 cbm angesaugte Luft und 6 bis 7 at Enddruck.

C. Kolbengebläse und Kolbenkompressoren.

Man hat:

Hochofengebläse für 0,3 bis 0,75 at Ueberdruck (vielfach wird verlangt, daß der Winddruck vorübergehend auf das Doppelte der normalen Werte zu steigern sei) und Leistungen bis 1800 cbm/min angesaugte Luft;

Bessemergebläse (Stahlwerksgebläse) für etwa 2 at Ueberdruck und Leistungen bis 500 cbm/min (für 1 Birne) oder 1000 cbm/min (für 2 Birnen zugleich) angesaugte Luft;

Kompressoren, die Kraftübertragungszwecken dienen, für 5 bis 8 at Ueberdruck und Leistungen bis 300 cbm/min angesaugte Luft. Kompressoren zum Auffüllen von Windkesseln haben Pressungen bis 70 at und darüber, für Torpedozwecke Pressungen von 150 at, für Grubenlokomotiven 100 bis 150 at zu erzeugen;

Vakuumluftpumpen, die Luft von sehr geringem Druck auf atmosphärischen Druck verdichten.

a. Ermittlung der Abmessungen.

Bezeichnet

F die Kolbenfläche eines Gebläsezylinders, abzüglich des Kolbenstangenquerschnitts, in qm (also die wirksame Kolbenfläche),

s den Hub in m,

G das fortzudrückende Luftgewicht in kg/sk,

Q die anzusaugende Luftmenge in cbm/sk von jeweiliger Spannung und Temperatur vor dem Gebläse,

Q' die fortzudrückende Luftmenge in cbm/sk, bezogen auf 0° und 760 mm Q.-S.,

v das spezifische Volumen von Q } S. 611,

β das „ Gewicht „ Q } S. 611,

λ den Grad der Mengenverminderung der fortgedrückten Luft durch Ansauge- und Lässigkeitsverluste,

n die Umdrehungszahl i. d. Min.,

i (= 1 oder 2) die Zahl, welche angibt, ob das Gebläse einfach- oder doppeltwirkend ist,

so ist für Einzylindergebläse oder für die Niederdruckzylinder von Stufenkompressoren $sF = \frac{60\,Gv}{i\lambda n} = \frac{60\,Q}{i\lambda n} = \frac{60\,Q'}{i\beta\lambda n}$.

Bei Zwillings- und Drillingsgebläsen ist statt Q $^1/_2\,Q$ bzw. $^1/_3\,Q$ einzuführen.

Mittlere Kolbengeschwindigkeit $c = 2ns : 60$, häufig ~ 2 m/sk, höchstens 3 bis 4 m/sk.

Bei Hochofengebläsen findet man bei Antrieb durch Dampfmaschinen

an Balanciermaschinen s bis 3 m, dabei $n = 10$ bis 15,
„ stehenden Maschinen $s = 1$ bis 1,5 m, dabei n bis 50,
„ liegenden Maschinen $s < 2$ m, dabei n bis 60.

Bei Antrieb durch Gasmaschinen kleinere Hübe und höhere Drehzahlen gewählt, $s < 1{,}4$ m und $n < 90$. Grofse Kompressoren laufen mit $n = 80$ bis 120 i. d. Min., kleine mit n bis zu 400. Bei Schnelläufern sind die Beschleunigungsdrücke sorgfältig zu berücksichtigen. n wesentlich auch von der Bauart der Luftsteuerung abhängig.

Die bei jedem Hube **angesaugte Luftmenge,** bezogen auf Spannung und Temperatur der Aufsenluft, ist kleiner als der Hubraum, weil sich das Saugventil erst öffnet, nachdem die im schädlichen Raume ein-

Spezifischer Rauminhalt v mittelfeuchter Luft.

(Rauminhalt eines kg Luft in cbm.)

p' mm Q.-S.	$t =$ − 10°	− 5°	0°	+ 5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°
800	0,711	0,724	0,738	0,751	0,765	0,778	0,792	0,805	0,819	0,832
790	0,720	0,733	0,747	0,761	0,774	0,788	0,802	0,815	0,829	0,843
780	0,729	0,743	0,757	0,770	0,784	0,798	0,812	0,826	0,840	0,854
770	0,738	0,752	0,766	0,781	0,795	0,809	0,823	0,837	0,851	0,865
760	0,748	0,762	0,777	0,791	0,805	0,819	0,833	0,848	0,862	0,876
750	0,758	0,773	0,787	0,801	0,816	0,830	0,845	0,859	0,873	0,888
740	0,768	0,783	0,798	0,812	0,827	0,841	0,856	0,871	0,885	0,900
730	0,779	0,794	0,808	0,823	0,838	0,853	0,868	0,883	0,897	0,912
720	0,790	0,805	0,820	0,835	0,850	0,865	0,880	0,895	0,910	0,925
710	0,801	0,816	0,831	0,847	0,862	0,877	0,892	0,907	0,923	0,938
700	0,812	0,826	0,843	0,859	0,874	0,889	0,905	0,920	0,936	0,951
690	0,824	0,840	0,855	0,871	0,887	0,902	0,918	0,934	0,949	0,965
680	0,836	0,852	0,868	0,884	0,900	0,916	0,932	0,947	0,963	0,979
670	0,849	0,865	0,881	0,897	0,913	0,929	0,945	0,962	0,978	0,994
660	0,861	0,878	0,894	0,911	0,927	0,943	0,960	0,976	0,993	1,009
650	0,875	0,891	0,908	0,925	0,941	0,958	0,975	0,991	1,008	1,024
640	0,888	0,905	0,922	0,939	0,956	0,973	0,990	1,007	1,024	1,040

Spezifisches Gewicht β mittelfeuchter Luft.

Luft von 0° Temperatur und 760 mm Q.-S.-Druck = **1**.

p' mm Q.-S.	$t =$ − 10°	− 5°	0°	+ 5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°
800	1,093	1,072	1,053	1,034	1,015	0,998	0,981	0,964	0,949	0,933
790	1,079	1,059	1,039	1,021	1,003	0,985	0,969	0,952	0,937	0,921
780	1,065	1,045	1,026	1,008	0,990	0,973	0,956	0,940	0,925	0,910
770	1,052	1,032	1,013	0,995	0,977	0,960	0,944	0,928	0,913	0,898
760	1,038	1,019	1,000	0,982	0,965	0,948	0,932	0,916	0,901	0,886
750	1,024	1,005	0,987	0,969	0,952	0,935	0,920	0,904	0,889	0,875
740	1,011	0,992	0,974	0,956	0,939	0,923	0,907	0,892	0,877	0,863
730	0,997	0,978	0,961	0,943	0,927	0,911	0,895	0,880	0,865	0,851
720	0,983	0,965	0,947	0,930	0,914	0,898	0,883	0,868	0,854	0,840
710	0,970	0,952	0,934	0,917	0,901	0,886	0,870	0,856	0,842	0,828
700	0,956	0,938	0,921	0,905	0,889	0,873	0,858	0,844	0,830	0,816
690	0,942	0,925	0,908	0,892	0,876	0,861	0,846	0,832	0,818	0,805
680	0,929	0,911	0,895	0,879	0,863	0,848	0,834	0,820	0,806	0,793
670	0,915	0,898	0,882	0,866	0,850	0,836	0,821	0,808	0,794	0,781
660	0,901	0,885	0,868	0,853	0,838	0,823	0,809	0,796	0,782	0,770
650	0,888	0,872	0,855	0,840	0,825	0,811	0,797	0,784	0,771	0,758
640	0,874	0,858	0,842	0,827	0,812	0,798	0,785	0,771	0,759	0,746

geschlossen gewesene geprefste Luft auf die Saugspannung hinabexpandiert ist, weil ferner die Saugspannung kleiner ist als der Druck der Aufsenluft. Aufserdem wird die in den Zylinder eintretende Luft erwärmt.

Der **volumetrische Wirkungsgrad** η_{vol} gibt das aus dem Diagramm zu entnehmende Verhältnis zwischen angesaugter Luftmenge und Hub-

raum an; er ist das Verhältnis des zwischen der Expansions- und der Kompressionslinie liegenden Stückes s_1 der atmosphärischen Linie zur ganzen Kolbenweglinie s (Abb. 383). Je nach Gröfse der Maschine, des schädlichen Raumes und des Luftenddruckes ist $\eta_{vol} \sim 0,88$ bis 0,95, kann bei kleinen Kompressoren bis auf 0,7 heruntergehen. Die nach η_{vol} berechnete Luftmenge ergibt die **indizierte Saugleistung** für den Luftzustand am Saugstutzen. Sie weicht von der **Nennliefermenge**, d. i. das nach der tatsächlichen Luftlieferung auf den Zustand am Saugstutzen umgerechnete Volumen, namentlich bei kleinen Maschinen, unter Umständen wesentlich ab. Bei einer fertigen Maschine soll deshalb die Nennliefermenge möglichst nur durch Düsenmessung im Druckrohr bestimmt werden.*)

Abb. 383.

Für die Berechnung können die Gesamtverluste an Luftmenge beim Ansaugen und durch Lässigkeit durch einen Faktor λ berücksichtigt werden, der bei Kompressoren gröfserer Leistung 0,86 bis 0,92, bei Hochofengebläsen 0,82 bis 0,90 beträgt. Ungünstigere Werte für λ sind, unabhängig von den Gebläsemaschinen, für Verluste in den Winderhitzern und in den Leitungen je nach deren Zustand anzunehmen.

b. Ermittlung des Arbeitsbedarfes.

Von den auf S. 593 aufgeführten Arbeitsanteilen kommen wesentlich nur die Verdichtungsarbeit und Fortdrückarbeit in Betracht; die Mehrarbeit für Erteilung der Windgeschwindigkeit wird nebst dem Ventilwiderstande zu den schädlichen Widerständen gerechnet.

1 cbm Luft vom Druck p_1 auf den Druck p_2, gemessen in **at** abs., zu komprimieren und fortzudrücken, erfordert theoretisch (vgl. auch I. Bd. S. 405 ff.).

bei **isothermischer** Verdichtung: $10\,000 \cdot p_1 \, ln \frac{p_2}{p_1}$ mkg,

bei **adiabatischer** Verdichtung: $10\,000 \cdot \frac{1,4}{0,4} \cdot p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{0,4}{1,4}} - 1\right]$ mkg.

Um 1 cbm Luft von 1 at auf p_2 at zu pressen und fortzudrücken, sind demnach erforderlich:

p_2 (at)	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Isothermische Verdichtung:	4050	6900	11 000	13 900	16 100	17 900	19 500	20 800	22 000	23 000	mkg.
Adiabatische Verdichtung:	4300	7700	12 900	17 100	20 500	23 500	26 100	28 600	30 700	32 700	„ .

Temperaturerhöhung bei adiabat. Kompression: bei 10° C. Anfangstemperatur wird die

Endtemperatur:	45	73	117	151	179	203	225	245	263	279° C.

*) Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren. Aufgestellt vom V. d. I. 1912.

Die Verdichtung erfolgt, wenn die Luft nicht gekühlt wird, **adiabatisch.** Dann hätte man gemäfs vorstehender Tafel bei mehrfacher Drucksteigerung hohe Endtemperatur und grofsen Arbeitaufwand, ordnet daher Kühlung an. **Mantelkühlung** ist nicht sehr wirksam, umsoweniger, je gröfser die Zylinder sind, hält aber die Laufflächen des Zylinders und Kolbens kühl; vielfach wird **Deckelkühlung** hinzugefügt. Unmittelbare Kühlung der Luft kaum noch angewendet. Sie kann geschehen durch Einschaltung einer Wassersäule zwischen Kolben und Luft, **nasse** Kompressoren, oder durch Einspritzen fein zerstäubten Wassers, **halbnasse** Kompressoren. Nachteile: gröfserer Verschleifs in den Maschinen, feuchte Druckluft, die in den Druckluftmotoren zur Eisbildung neigt. Deshalb sind heute ausschliefslich **trockene** Kompressoren mit Mantel- und Deckelkühlung in Anwendung und von etwa 5 at Luftdruck an Stufenkompressoren mit **Zwischenkühlern.** Kühlung der Luft im Zwischenkühler durch Rohrsysteme (bei gewöhnlichen Drücken in den Rohren die Luft, bei Hochdruckkompressoren das Wasser) sehr wirksam wegen der grofsen Kühlfläche und der für die Kühlung verfügbaren längeren Zeit. Mantelkühlung deshalb zuweilen fortgelassen. Im Zwischenkühler soll auf Anfangstemperatur zurückgekühlt werden. Mit Rücksicht auf Herstellungskosten Rückkühlung meistens nur bis auf 25 bis 35°. Kühlrohre 20 bis 40 mm Durchm., 1 bis 2 mm Wandstärke, Kühlfläche bei mittleren Verhältnissen 12 bis 18 qm für 1000 cbm angesaugter Luft.

Die durch Kühlung abzuführende Wärme ist gleich der gesamten erzeugten, der Verdichtungsarbeit L gleichwertigen Wärme, abzüglich der Wärmezunahme der Luft, die gleich dem Gewicht mal der Temperaturzunahme mal der spezifischen Wärme der Luft bei unveränderlichem Volumen (= 0,17) ist. Die Kühlwassermenge berechnet sich aus dem anzunehmenden Unterschied der Aus- und Eintrittstemperatur. Für durchschnittliche Verhältnisse Kühlwassermenge ∼ 40 l/min für 1000 cbm/st angesaugte Luft, wobei Wassertemperatur um ∼ 20° steigt. Zwischenkühler verbraucht ∼ 60 % der Wassermenge.

Der Arbeitaufwand für die Verdichtung und das Fortdrücken gekühlter Luft läfst sich überschlägig aus der obigen Tafel als Zwischenwert der für isothermische und adiabatische Verdichtung angegebenen Zahlen annehmen.

Abb. 384.

Zur genaueren Ermittlung des Arbeitsbedarfes zeichne man das **Druckdiagramm** auf (Abb. 384), wobei man die Saugspannung p_1 um 2 bis 3 % niedriger als die Spannung p_0 der Aufsenluft, die Druckspannung p_2 etwa um 3 bis 5 % höher als die Spannung p im Druckraume annehmen kann.

Es ist hierbei die absolute Druckspannung unmittelbar am Gebläse gemeint, der Druck am Ende der Leitung ist entsprechend den Leitungswiderständen niedriger (vgl. I. Bd. S. 349). Demgemäfs ist für die Druckspannung des Gebläses (gegenüber dem am Ende der Leitung erforderlichen Drucke) ein um den Druckverlust höherer Wert in die Rechnung einzuführen.

Die Aufzeichnung der Verdichtungskurve kann nach dem auf S. 406 d. I. Bd. angegebenen Verfahren geschehen, u. zw. befolgt die Kurve mit $\operatorname{tg}\alpha = {}^1/_3$, $\operatorname{tg}\beta = {}^1/_2$ etwa das Gesetz $pv^{1,4} =$ konst. (Adiabate), das für Gebläse ohne wirksame Kühlung anzuwenden ist. Die Verdichtung bei wirksamer Kühlung erfolgt dagegen etwa nach dem Gesetze $pv^{1,3}$ bis $pv^{1,2} =$ konst.; wählt man hierbei für die Aufzeichnung der Verdichtungskurve $\operatorname{tg}\alpha = 0,2$, so ist $\operatorname{tg}\beta = 0,267$ bis $0,245$, entsprechend dem vorstehenden Verdichtungsgesetze. Berechnet man vorher nach den untenstehenden Formeln s' und s_1, so läfst sich die Verdichtungskurve aus den Endpunkten durch Einschalten von Zwischenpunkten ermitteln, deren Ordinaten und Abszissen jedesmal als geometrisches Mittel der Ordinaten und der Abszissen von den beiden Punkten gefunden werden, zwischen die der neue Punkt eingeschaltet werden soll.*)

Für die Expansion im schädlichen Raume genügt die Zugrundelegung des Mariotteschen Gesetzes.

Die Fläche des so aufgetragenen Diagramms ergibt dann die **mittlere indizierte Spannung** p_i im Gebläsezylinder.

Durch Rechnung findet sich

$$p_i = \frac{n - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{n-1} \frac{s'}{s} p_2 - \frac{s_1}{s} p_1,$$

worin n der Exponent der Verdichtungskurve $pv^n =$ konst. (s. vorstehend) und

$$\frac{s'}{s} = (1+m)\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} - m, \qquad \frac{s_1}{s} = 1 + m - m\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}$$

ist und m das Verhältnis des schädlichen Raumes zum Hubraum Fs bedeutet.

Abb. 385.

Stufenkompressoren. Kompressoren für Drücke von 5 bis 6 at und darüber führt man meist als Stufenkompressoren (Verbundkompressoren) aus. Deren Vorteile sind aus dem Diagramm eines zweistufigen Kompressors (Abb. 414) zu erkennen. Man erhält durch die mehrstufige Verdichtung einen günstigeren volumetrischen Wir-

*) M. Tolle, Neue Konstruktionen der polytropischen Kurve, Z. d. V. d. I. 1894 S. 1456.

kungsgrad, eine gleichmäfsigere Verteilung der Kräfte und spart infolge der kräftigen Kühlung in dem zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder einzuschaltenden Zwischenkühler Arbeit. (Die wagerecht gestrichelte Fläche in der Abb. 414 stellt die durch die Kühlung der Luft im Zwischenkühler ersparte Arbeit dar.) Die Kompressionslinien im Hoch- und Niederdruckdiagramm kann man als Adiabaten verzeichnen und annehmen, dafs die Luft im Zwischenkühler auf die Anfangstemperatur abgekühlt wird. Bei 7 bis 8 at abs. Luftenddruck beträgt die Arbeitsersparnis durch 2stufige Verdichtung gegenüber 1stufiger ~ 15 %.

Eine genauere Verzeichnung der Diagrammfläche ergibt sich durch Herstellen des **Raumdiagramms** in derselben Weise wie bei Verbundmaschine, II. Bd., 1. Abschn., IV. Dampfmaschinen. Als Drosselverluste beim Ueberströmen durch den Zwischenkühler können je nach dessen Gröfse 3 bis 8 % gerechnet werden.

Gleiche relative schädliche Räume in den Luftzylindern vorausgesetzt, erhält man gleiche Verteilung der Arbeit, des Druck- und des Temperaturgefälles, wenn für jeden Zylinder das Verdichtungsverhältnis $= \sqrt[z]{p_2 : p_1}$ gemacht wird, $z =$ Zahl der Druckstufen, p_2 Enddruck, p_1 Ansaugedruck in irgend einem Mafsstabe. Für Drücke bei ~ 10 at $z = 2$, für höhere Drücke bis ~ 150 at gewöhnlich $z = 3$ bis 5.

Wirkungsgrade. Der **mechanische** Wirkungsgrad η_{mech}, das Verhältnis der indizierten Luftleistung zu der an die Luftzylinder abgegebenen Leistung, ist bei unmittelbarem Dampfantrieb nicht zu ermitteln. Deshalb wird η_{mech} auf die Kompressoranlage, indizierte Luftleistung durch induzierte Dampfleistung, bezogen. η_{mech} gibt nur einen Mafsstab für die Höhe der Reibungsverluste in der Maschine. η_{mech} bei grofsen Kompressoren $\sim 0{,}9$ bis 0,94, bei Gasmaschinenantrieb niedriger, bei elektrischem Antrieb $\sim 0{,}79$ bis 0,83. Wichtiger ist der **isothermische** Wirkungsgrad η_{is}, das Verhältnis der isothermischen Verdichtungsarbeit für die gemessene Menge und das vorhandene Druckverhältnis zu der den Luftzylindern bzw. der Treibmaschine zugeführten Leistung, und der **Gesamtwirkungsgrad** η_{ges}, das Verhältnis des Wärmewertes der isothermischen Verdichtung zum Wärmewert des verbrauchten Kraftmittels. Bei grofsen Kompressoren mit Dampfantrieb $\eta_{is} \sim 0{,}72$ bis 0,78 für den Luftteil, $\eta_{is} \sim 0{,}68$ bis 0,74 für die Kompressoranlage. η_{ges} gewöhnlich $\sim 0{,}4$ bis 0,48.

Kraftverbrauch. 1 Zylinder erfordert $\frac{n F s p_i}{\eta \cdot 30 \cdot 75}$ PS, worin p_i der aus dem Diagramm zu ermittelnde mittlere indizierte Druck ist. Ueberschlägig läfst sich der Arbeitsbedarf mittels der Tafel auf S. 612, die den theoretischen Arbeitsbedarf für 1 cbm angibt, ermitteln, indem man adiabatische Verdichtung zugrunde legt und η etwas knapp annimmt. Für zweistufige Kompressoren mit p_2 at abs. Enddruck rechnet man die Leistung des Niederdruckzylinders, indem man seinen Enddruck $= \sqrt{p_2}$ annimmt, die Leistung des Hochdruckzylinders ist dann ebenso grofs; oder man rechnet die Leistung des

ganzen Stufenkompressors, indem man den mittleren Arbeitsbedarf zwischen isothermischer und adiabatischer Verdichtung zugrunde legt.

Beispiel. Ein Stufenkompressor, der 7200 cbm/st = 2 cbm/sk auf 6 at Ueberdruck ($p_2 = 7$ at) verdichten soll, braucht etwa $\frac{2}{0{,}85 \cdot 75} \cdot \frac{19\,500 + 26\,100}{2} =$ rd. 720 PS.

Für Luftdrücke von 6 bis 7 at abs. und 1000 cbm/st angesaugte Luft Kraftbedarf: in den Dampfzylindern ∾ 100 PS, in den Luftzylindern ∾ 94 PS, bei elektrischem Antrieb ∾ 85 bis 90 KW. Dampfverbrauch für die gleichen Verhältnisse und 6 bis 8 at Dampfdruck bei zweistufiger Verdichtung: ∾ 500 kg bei dreifacher Expansion, Kondensation und Ueberhitzung, ∾ 690 bis 710 kg bei zweifacher Expansion, ∾ 1500 kg für Abdampfbetrieb.

c. Kraftverhältnisse.
(Schwungräder, Ausbalancierung.)

Die Kräfte, die bei Gebläsen und Kompressoren auf das Triebwerk wirken, wechseln während einer Umdrehung bedeutend, besonders bei hohen Verdichtungsgraden und starker Expansion des Dampfes, und erreichen an den Hubenden sehr hohe Werte, da die höchste Spannung des Dampfes mit der im gleichen Sinne wirkenden Expansionskraft der Luft im schädlichen Raume des Kompressionszylinders zusammenfällt. Für die Aufzeichnung des vereinigten Kolbendruckdiagramms I. Bd. Abschn. Regelnde Maschinenteile. Berechnung des Schwungrades entsprechend dem dort gegebenen Beispiele. Man begnügt sich hierbei in der Regel mit einem Ungleichförmigkeitsgrade $\delta_s = 1:30$ bis $1:50$. Bei gröfseren Maschinen mit Drehstromantrieb ist, um die Rückwirkung auf das Drehstromnetz zu verringern, δ_s möglichst hoch, bis zu $1:100$ zu wählen, wobei, wenn das erforderliche Gd^2 nicht im Motoranker untergebracht werden kann, ein besonderes Schwungrad aufgesetzt werden mufs.

Von den verschiedenen Mitteln zur Vermeidung der Drucksummierung an den Hubenden (Nacheinströmen des Dampfes, Kurbel des Dampfzylinders versetzt gegen die des Windzylinders, Entlüftung des schädlichen Raumes nach dem Saugraume) hat sich keines dauernd bewährt. Für die Festigkeitsberechnung des Triebwerkes kommen die vereinigten Drücke in Betracht, während für die Abnutzung ein mittlerer Druck anzunehmen ist.

Gelingt es bei stehenden Maschinen nicht, die Gewichtwirkung durch ein Gegengewicht am Schwungrade auszugleichen, so kann eine Ausgleichung durch ungleiche Dampfverteilung erreicht werden, wenn die Art der Steuerung der Dampfmaschine die Erhaltung der ungleich eingestellten Dampfverteilung gewährleistet; oder es kann der Querschnitt der oberen Dampfkolbenfläche durch eine genügend dicke, nach oben durchgeführte Kolbenstange verkleinert werden.

d. Steuerungen und Ventile der Gebläse und Kompressoren.

Bei **Hochofen- und Stahlwerksgebläsen** sind selbsttätige Ventile herrschend; an Stelle der Saugventile auch Drehschieber auf jeder Zylinder-

seite. Für **Kompressoren** werden in der Regel ebenfalls selbsttätige Ventile verwendet, daneben Flach-, Rund- und Kolbenschiebersteuerungen, die sowohl Beginn und Ende des Saughubes, als auch das Ende des Druckhubes steuern. Auf der Druckseite sind dabei selbsttätige Druckventile, sog. Rückschlagventile, oder Klappen vorhanden, die sich bei Beginn des Fortdrückens der Luft selbsttätig öffnen, während die Steuerung schon **vor** Beginn des Fortdrückens öffnet, weil man den von der Endspannung und der Art der Verdichtung abhängigen Beginn des Fortdrückens nicht zwangläufig steuern kann. Ventile und Schieber sind so anzuordnen, dafs man kleinen schädlichen Raum erhält. Dies ist um so wichtiger, je höher die Drucksteigerung in einem Zylinder ist. Zerlegung der Drucksteigerung in Stufen vermindert den Einflufs der schädlichen Räume. Steuerungen mit ungeteiltem Schieber, also mit langen Kanälen, grofsem schädlichen Raume, werden vielfach mit Druckausgleich ausgeführt, indem man im Hubwechsel beide Zylinderseiten durch einen Ueberströmkanal verbindet; andernfalls erhielte man niedrigen volumetrischen Wirkungsgrad. An

Abb. 386.

Abb. 387.

grofsen Kompressoren haben sich Flach- und Rundschieber nicht bewährt, deshalb nur noch Kolbenschieber in Anwendung. Für Vakuumluftpumpen bilden Schiebersteuerungen mit Druckausgleich die Regel.

Ventile (vgl. auch I. Bd. Abschn. Maschinenteile). Man wählt die Geschwindigkeit, mit der die Luft durch die Ventile strömt:*)

Abb. 388.

$u_{max} = 15$ bis 25 m/sk in den Saugventilen,

$u_{max} = 25$ bis 35 m/sk in den Druckventilen,

wobei u_{max} das $^1/_2\,\pi$-fache der mittleren Windgeschwindigkeit ist.

Vielfach bemifst man die Druckventile ebenso grofs wie die Saugventile mit Rücksicht darauf, dafs die verdichtete Luft durch sie tritt und dafs sie inmitten des Hubes aufgeschlagen werden müssen.

Bauarten und Anordnung der Ventile. Es werden fast ausschliefslich federbelastete, gegen eine Hubbegrenzung anschlagende Ventile aus Stahlblech verwendet, die nur geringen Hub haben, sehr leicht sind und für hohe Umlaufzahlen verwendbar sind oder in sich federnde Ringe oder Streifen, sog. masselose Ventile aus S.-M., Chromnickel- oder Elektrostahl. Ventile entweder in den Zylinderdeckeln (klei-

*) Z. d. V. d. I. 1884 S. 5. — Vgl. auch J. v. Hauer, Supplement zu Hüttenw.-Maschinen 1887.

ner schädlicher Raum, schmale Kolben, aber schlechtere Kühlung) oder an den Enden der Zylindermäntel (gröfserer schädlicher Raum, breite Kolben) untergebracht, Beispiele: Abb. 392, 393 u. 395. Grofse Einzel-

Abb. 389.

Abb. 392.

Abb. 390.

ventile, die zur Vermeidung des harten Aufsetzens und des Flatterns mit Luft- oder Oelkatarakten als Bremsvorrichtungen versehen werden, nur noch selten gebaut, Beispiel: Abb. 392.

Abb. 391.

Bei Hochofen- und Stahlwerksgebläsen Ventile entweder im Deckel angeordnet, besonders wenn Saugschieber vorhanden sind (Abb. 393, Hochofengebläse von Oechelhäuser-Siegen), oder in einem Ringkasten (Abb. 394, Hochofengebläse von Haniel & Lueg).

Ausführungsbeispiele. Abb. 386, zweispaltiges Gebläseventilpaar von Ehrhardt & Sehmer, Abb. 387, neues dreispaltiges Hörbiger-Ventil, Abb. 388, selbstfederndes Blattfederventil von R. Meyer, Mülheim-Ruhr, Abb. 389 u. 390, Ventil mit Lenkerfedern von Thyssen & Co., Mülheim-Ruhr, Abb. 391, Lindemann-Ventil von A. Borsig, Berlin. Plattenventile ohne Lenker hauptsächlich bei senkrechter Ventilbewegung, Abb. 395, Hilpert-Nürnberg, doch auch bei wagerechter oder schräger Ventilbewegung angewendet.

Als Beispiele anderer Ausführungen seien angeführt: Abb. 392, Kompressorventil von Kollmann, ausgeführt von Schüchtermann & Kremer, Dortmund; senkrechte Anordnung, Oelpuffer, grofser Hub. Klappen von **Gutermuth**; Feder und Abschlufsplatte bestehen aus einem einzigen Blechstreifen (Z. d. V. d. I. 1902 S. 1461, auch Abb. 393).

Abb. 393.

Bauarten von Schiebersteuerungen. Abb. 396, Kompressor-Kolbenschiebersteuerung nach **Köster** der Frankfurter Maschinenfabrik A.-G., Frankfurt-Main. Die Schieber sind an der Kompressionsarbeit mit einigen Prozenten beteiligt. Abb. 397 u. 398, Drehschiebersteuerung mit Druckausgleich (Vakuumluftpumpe von Balcke & Co., A.-G., Bochum). G. A. Schütz, Wurzen, baut Kolbenschieber, die sich quer zur Zylinderachse bewegen.

Abb. 394.

e. Anordnung, Antrieb, Regelung der Gebläsemaschinen und Kompressoren.

Hochofengebläse werden heute fast ausschliefslich durch Gichtgasmaschinen angetrieben, dabei ausschliefslich liegende Anordnung. Bei Dampfantrieb neben der liegenden auch stehende Anordnung mit hintereinandergesetzten Zylindern oder Balancierantrieb.

Regelung der Windmenge durch Aenderung der Umlaufzahl. Diese

wird vielfach von Hand eingestellt, und es ist nur ein Sicherheitsregler vorhanden, der das Durchgehen verhindert (bei Gasmaschinenantrieb die Zündung abstellt).

Abb. 395.

Abb. 396.

Abb. 397 u. 398.

Abb. 399.

Meist wird verlangt, dafs das Gebläse auf einen wesentlich höheren Druck als gewöhnlich blasen können soll; dann ist bei Gasmaschinenantrieb nötig, weil ja die Gasmaschine bei normalem Winddruck in der Nähe ihrer höchsten Leistung arbeiten soll, dafs das Gebläse bei höheren Winddrücken entlastet wird, so dafs

der mittlere Druck derselbe wird wie bei normalem Winddruck. Man schaltet entweder sogenannte Rückexpansionsräume zu [in der Ausführung (Abb. 394) werden die Deckelräume zugeschaltet] und erzielt die in den Diagrammen (Abb. 400) dargestellte Wirkung, oder man schaltet eine oder mehrere Zylinderseiten des Gebläses durch Umlaufventile ab, oder, wenn man das Saugen durch Drehschieber steuert, greift man in deren Antrieb so ein, dafs während eines gröfseren oder kleineren Teiles des Druckhubes Luft zurückgeschoben wird. Ferner ist bei Gasmaschinenantrieb nötig, dafs das Gebläse leer anfährt, wozu man Umläufe nach der Saugseite anordnet.

Abb. 400.

Stahlwerksgebläse, die oft stillsetzen und wieder anfahren, werden noch gröfstenteils durch Dampfmaschinen angetrieben. Regelung von Hand. Bei Antrieb durch Gasmaschine regelt man, soweit die Gasmaschine es zuläfst, durch Aenderung der Umlaufzahl, und in der Blaspause läfst man, um das Gebläse nicht stillzusetzen, die angesaugte Luft wieder ins Freie zurückschieben.

Abb. 401.

Grofse **Kompressoren**, z. B. auf Bergwerken, haben meist Dampfantrieb. Zweckmäfsig (beim einzeln arbeitenden Kompressor) ist selbsttätige Regelung auf unveränderlichen Luftdruck. Der Luftbehälterdruck wird unter einen Tauchkolben geleitet, der durch eine Feder belastet ist. Aenderungen des Luftdruckes führen eine Bewegung des Tauchkolbens herbei, die zur Füllungsänderung der Dampfmaschine, also der Drehzahl, benutzt wird. Vorrichtung meist in Verbindung mit einem Leistungsregler (Abb. 401) (Frankfurter Maschinenfabrik A.-G. vorm. Pokorny & Wittekind). Meist stellt man dem Bedarf an Druckluft entsprechend die Umlaufzahl mittels Leistungsreglers von Hand ein; dadurch ist bei parallel arbeitenden Kompressoren auch die Verteilung der Arbeit festgelegt. Wo elektrischer Strom sehr billig erzeugt wird, auch elektrischer Antrieb. Bei Drehstrom mufs dann der Kompressor bei gleichbleibender Um-

laufzahl seine Luftleistung dem schwankenden Verbrauch anpassen können. Regelung entweder durch Vergröfserung des schädlichen Raumes mittels Zusatzräume in den Zylinderdeckeln (R. Meyer, Mülheim-Ruhr; die Luftmenge kann nur in wenigen Stufen geändert werden), durch Abschlufs der Saugleitung mittels Hülfsventils (Frankfurter Maschinenfabrik A.-G.), durch Anheben der Saugventile auf einer oder beiden Zylinderseiten, durch ein Hülfsventil (Leistungsventil), das die Zylindermitte mit der Saugleitung verbindet, so dafs je nach der Stellung des Ventils die Verdichtung früher oder später beginnt (Frankfurter Maschinenfabrik A.-G.), oder gleichmäfsig wirkend durch Zufügen einer Hülfssteuerung, die mehr oder weniger die angesaugte Luft zurückläfst. Kleinere und elektrisch betriebene Stufenkompressoren werden meist einzylindrig mit Stufenkolben ausgeführt. Abb. 399 zeigt ein Konstruktionsbeispiel (Sächsische Maschinenfabrik vorm. R. Hartmann).

Kompressoren ohne Schwungrad verbrauchen sehr viel Dampf, empfehlen sich jedoch wegen der sehr einfachen Bedienung für geringere Luftmengen und finden zum Betriebe der **Luftdruckbremsen** im Eisenbahnwesen ausgedehnte Verwendung.

D. Kapselgebläse.

Kapselgebläse finden vielseitige Anwendung zur Luft- oder Gasförderung bei verhältnismäfsig niederem Druck für den Betrieb von Kuppelöfen, Konvertern, Sandstrahlapparaten, Schmiedefeuern, in Kokereien als Gassauger und für viele andere Zwecke.

Bauarten. Flügelgebläse von Beale, namentlich als Gassauger in Verwendung: Eine zylindrische Trommel ist in dem Gehäuse exzentrisch

Abb. 402.

Abb. 403.

gelagert und mit verschiebbaren Flügeln (bis zu 4) versehen, die an ihren Enden gegen das Gehäuse abdichten. Die Förderung erfolgt durch die Flügel. Root-Gebläse (Abb. 403): Zwei in einem Gehäuse möglichst genau eingepafste, in der Regel gleichgeformte Flügel aus Gufseisen oder Stahl drehen sich mit gleichbleibender Winkelgeschwindigkeit in entgegengesetzter Richtung und drücken die angesaugte Luft senkrecht zur Achsenebene fort. Für die Radprofile gelten die Gesetze der Verzahnungslehre. Die Abdichtung erfolgt längs Linien durch Filz auf Metall oder Metall auf Metall. Beide Flügel

Präzisionsgebläse
der Aerzener Maschinenfabrik G. m. b. H., Aerzen-Hameln.

Mit 2 Antriebscheiben. Gehäuse ausgebohrt, Kugel bearbeitet (Abb. 402 u. 403).

Bezeichnung der Gebläse	Zum Schmelzen von Eisen			Für Schmiedefeuer	Windmenge	Windleitung	Durchmesser der Mundstücksflansche	Riemenscheiben		Gewicht
	Umdrehungen/min	Schmelzleistung kg/st	Innere Abmessungen der Kuppelöfen mm	Anzahl der Schmiedefeuer (bei 30 mm Düse)	cbm/min	Durchmesser mm	mm	Durchmesser mm	Breite mm	kg
1	400	1800	350 bis 600	16	30	160	300	250	100	575
2	400	2700	600 „ 750	24	44	200	355	300	110	860
3	350	4000	750 „ 900	35	62	250	405	360	125	1260
4	325	7000	900 „ 1200	50	92	300	450	405	150	1800
5	300	9000	1200 „ 1500	73	132	350	525	530	180	2800
6a	220	14000	1500 „ 1800	116	210	450	630	600	200	5000

Hochdruckkapselgebläse
von C. H. Jäger & Co., Leipzig-Plagwitz.

Abb. 404. (Siehe auch Z. d. V. d. I. 1906 S. 1122.)

Nr.	Normale effektive Leistung in 1 Min. in cbm	Umdrehungen in 1 Min.	Durchmesser der Ein- und Ausströmungsöffnung in mm	Riemenscheiben		Für Schmiedefeuer*) Anzahl der Düsen bei 30 mm Weite	Für Kuppelöfen		Kraftverbrauch für je 1 m Wassersäulendruck PS	Gewicht der Gebläse mit fliegender Riemscheibe kg
				Durchmesser in mm	Breite in mm		Durchmesser des Ofens mm	Schmelzleistung**) i. d. St. kg		
000	0,17	500	25	90	40	—	—	—	0,1	17
00	0,5	500	40	110	40	—	—	—	0,3	35
0	1	400	60	120	50	1	—	—	0,5	60
1	3	400	80	175	50	2	—	—	1,2	150
2	7	400	90	200	60	3	—	—	2,5	250
3	10	400	100	250	70	5	—	—	3,5	345
4	14	400	150	280	75	7	—	—	4,5	490
5	25	380	200	330	100	13	450	1 750	8	750
6	40	360	225	400	125	20	600	3 000	13	1130
7	55	340	250	450	150	30	700	4 000	17	1450
8	80	320	300	500	175	40	800	5 500	25	2150
9	114	300	350	650	180	60	900	8 000	35	2770
10	140	280	400	750	200	70	1000	10 000	42	3600
11	200	260	450	1000	200	100	1300	15 000	60	5500
12	300	240	550	1200	250	—	1600	22 500	90	8500

*) Bei Schmiedefeuer ist angenommen, dafs sämtliche Feuer gleichzeitig in Betrieb sind.

**) Die angegebenen Leistungen werden erzielt bei etwa 8 bis 9 % Koksverbrauch.

Drehrichtung: Von oben gesehen, bläst die Maschine dem Laufe der Riemenscheibe entgegen.

werden angetrieben. Diese Gebläse haben grofsen Verschleifs und lassen in der Lieferung sehr nach. Präzisionsgebläse von Enke und von Jäger & Co. (Abb. 404): Arbeit verrichtet nur ein im Gehäuse sitzender Arbeitskörper mit drei Kolbenflächen. Durch aufsen sitzende Zahnräder wird bei Drehung des Arbeitskörpers ein Steuerkörper lose mitgenommen. Jeder Teil dichtet für sich gegen die ihn umgebenden Zylinderflächen. Wegen der Gröfse der Dichtungsflächen braucht zwischen ihnen keine unmittelbare Berührung stattzufinden. Infolgedessen geringerer Verschleifs und Kraftbedarf.

Abb. 404.

Root-Gebläse (Abb. 402 u. 403): Meist Riemenantrieb; kleine Gebläse auch für Hand- oder Fufsbetrieb eingerichtet. Anwendung für Windpressungen bis zu mehreren m W.-S.; in der Regel ist der zu erzeugende Druck aber geringer als 1 m W.-S.

Die tatsächlich geförderte Windmenge in cbm/sk ist annähernd

$$Q = \lambda \frac{n}{60} \pi R^2 B,$$

wenn n die Anzahl der minutlichen Umdrehungen, R den gröfsten Halbmesser und B die Breite des Kapselrades in m bezeichnet.

Volumetrischer und **mechanischer Wirkungsgrad** innerhalb weiter Grenzen schwankend, je nach der Höhe der Abdichtung; der volumetrische Wirkungsgrad nimmt ferner mit wachsender Luftpressung ab.

Höhere Drücke erzielt man durch Kapselgebläse mit Flächendichtung: **Präzisionsgebläse von Enke** gestatten ohne erhebliche Verluste 750 mm W.-S. bei einfacher, bis 3000 mm W.-S. bei dreifacher Dichtung.

Bei einem Root-Gebläse für 30 cbm/min Leistung von A. Meyer, Aerzen (Hannover) sind an der Techn. Hochschule Berlin für Windpressungen von 400 bis 2000 mm W.-S. volumetrische Wirkungsgrade 0,96 bis 0,8 festgestellt worden, während der mechanische Wirkungsgrad zwischen 0,74 und 0,84 lag.

E. Dampfstrahlgebläse.

Zum Betriebe von Feuerungen meist saugend (für Kupolöfen, Flammöfen), drückend nur dann, wenn der bedeutende Wassergehalt der Luft vorteilhaft (Gasgeneratoren) oder nicht schädlich ist Bedienung sehr einfach, Anschaffungskosten gering, Dampfverbrauch ziemlich bedeutend.

Unterwindgebläse dienen zur Erzeugung eines kräftigen Unter-

windes bei Dampfkesselfeuerungen. Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover liefern Unterwindgebläse mit und ohne Schallfänger und Dampfspindel in 10 Nummern, mit kleinsten Dampfrohrweiten von 10 bis 50 mm, entsprechend kleinsten Windrohrweiten von 100 bis 700 mm, ausreichend zum Verbrennen von 20 bis 1500 kg/st Steinkohle oder von 35 bis 2500 kg/st Braunkohle. Zum Betriebe von Martinöfen dienen verkürzte Unterwindgebläse für Windleistungen von 5 bis 140 cbm/min.

F. Hydraulische Kompressoren.*)

Bei den hydraulischen Kompressoren wird ein Wassergefälle ausgenutzt, um Luft zu verdichten. Das Treibwasser fällt durch ein Fallrohr nieder, das am oberen Ende Düsen hat, durch die Luft vom niederströmenden Wasser angesaugt wird. Die Luft mischt sich mit dem Wasser und wird in der Hauptsache statisch verdichtet, so dafs die hydraulischen Luftkompressoren verhältnismäfsig hohe Wirkungsgrade haben. Unten am Fallrohr wird die Luft abgeschieden, und das entlüftete Wasser strömt durch ein Steigrohr zum Abflufs. Der erzeugte Luftdruck entspricht der Höhe dieser Rücklaufwassersäule, ist aber unabhängig von der Gefällhöhe des Treibwassers.

Gefälle bis 100 m sind in einer Stufe ausnutzbar. Gröfsere Gefälle sind zu unterteilen, weil sich sonst der hydraulische Kompressor in der Wirkungsweise dem Strahlgebläse nähert und sein Wirkungsgrad schlecht wird. Innerhalb eines Gefälles von 4 bis 120 m ist der Wirkungsgrad η bezogen auf isothermische Verdichtung $\sim 0{,}6$ bis $0{,}7$. Für diese Grenzen ist die gelieferte Druckluftmenge Q' in cbm/sk, aus der verfügbaren Wassermenge Q in cbm/sk und dem Gefälle h in m zu ermitteln aus der Arbeitsgleichung

$$Q h \, 1000 = Q' \, 10\,000 \, p_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \cdot \eta,$$

woraus folgt

$$Q' = \frac{Q h}{10 \, p_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \cdot \eta},$$

p_2 = End-, p_1 = Anfangsdruck der Luft in at abs.

Für $p_1 = 1$ at ist $Q' = \dfrac{Q h}{10 \ln p_2 \cdot \eta}$.

*) Näheres über Ausführung und Anwendbarkeit Z. d. V. d. I. 1910 S. 1908.

4. ABSCHNITT.

Schiffbau und Schiffsmaschinenbau.

I. Schiffbau.

A. Schiffbautechnische Begriffe und Bezeichnungen.*)

a. Hauptabmessungen des Schiffskörpers.

Bemerkung: Bei Benutzung veröffentlichter Angaben empfiehlt es sich, vorher genau festzustellen, wie die betr. Abmessungen gemeint sind, da sie nicht immer nach einheitlichen Grundsätzen gegeben werden.

1. **Länge.** L = Konstruktionslänge = Berechnungslänge = Länge zwischen den Perpendikeln (Loten). Die Perpendikel liegen winkelrecht zur Konstruktionswasserlinie (CWL), u. zw. bei gewöhnlichen Schiffen das vordere Perpendikel im Schnittpunkt der CWL mit Hinterkante Vorsteven bei eiserner Aufsenhaut, mit Aufsenkante Sponung am Vorsteven bei hölzerner Aufsenhaut; das hintere Perpendikel im Schnittpunkt der CWL mit Mitte Ruderspindel bei Schiffen mit Balanceruder, sonst mit Vorderkante Rudersteven bzw. Aufsenkante Sponung am Rudersteven.

Bei Kriegsschiffen sowie bei Yachten, Booten, Kähnen usw. werden die Perpendikel in der Regel durch die Schnittpunkte der CWL mit den Schiffsumrissen gelegt.

Hiervon abweichend: Länge über alles; für Vermessung; für Register; für Klassifikation; für Freibordregeln; für Schottvorschriften.

2. **Breite.** B = Konstruktionsbreite = Berechnungsbreite, gemessen an der breitesten Stelle des Unterwasserteils, bei gewöhnlichen Eisen- und Stahlschiffen auf Aufsenkante Spanten, bei Schiffen mit Holzhaut auf Aufsenkante Planken, bei Schiffen mit Gürtelpanzer auf Aufsenkante Panzer.

Hiervon abweichend: Breite über alles; in der CWL; für Vermessung; für Register; für Klassifikation; im Deck.

3. **Höhe.** H = Seitenhöhe, gemessen auf $^1/_2\,L$ bei eiserner Aufsenhaut von Oberkante Kiel bzw. Flachkiel, bei hölzerner Aufsenhaut von Aufsenkante Sponung am Kiel bis Seite Deck (Oberkante Deckbalken an der Seite).

Zu beachten sind die besonderen Bestimmungen über Höhenangaben für Vermessung, Register, Klassifikation, Freibordregeln, Schottvorschriften.

*) Vgl. Jahrbuch d. Schiffbautechn. Gesellschaft 1905 S. 467.

RT = Raumtiefe, gemessen auf $^1/_2 L$ von Oberkante der Bodenwrangen bis zur Oberkante der Deckbalken in der Mitte (einschl. Balkenbucht). Zu beachten sind die besonderen Bestimmungen für Vermessung, Register, Klassifikation.

b. Sonstige Begriffe und Bezeichnungen.

CWL = Konstruktionswasserlinie. Dies ist die der Konstruktion zugrunde gelegte Schwimmebene.

T = Konstruktionstiefe, gemessen auf $^1/_2 L$ von der CWL bis Oberkante Kiel bzw. Aufsenkante Sponung am Kiel.

Tg = Tiefgang, gemessen von der Schwimmebene bis Unterkante Kiel bzw. bis zum tiefsten Punkt des Schiffskörpers. Der Tiefgang wird am Schiff mit Hülfe der Ahmings (Tiefgangmarken) abgelesen. Nullpunkt der Ahming entweder im Schnittpunkt des betr. Perpendikels mit einer Ebene durch Unterkante Kiel, oder nach besonderer Vorschrift festzulegen, z. B. bei Kriegsschiffen.

Trimm ist der Unterschied zwischen dem vorderen und dem hinteren Tiefgang, gemessen an den Perpendikeln. Man unterscheidet: Gleichlastigkeit, Steuerlastigkeit und Kopflastigkeit.

Aufkimmung ist die Steigung einer Tangente an den Schiffsboden von $^1/_2$ Kielbreite bis $^1/_2 B$.

Sprung ist die Längsschiffskrümmung der Decklinie in der Seitenansicht bzw. der Höhenunterschied der Decklinie an den Schiffsenden gegenüber der Höhe auf $^1/_2 L$.

Balkenbucht ist die Krümmung der Deckbalken.

⊗ = Hauptspant ist der Querschnitt mit der gröfsten Fläche unter der CWL, meistens auf $^1/_2 L$ gelegen.

Lateralplan ist die Längsschnittfläche unter Wasser (bei normalen Schiffen in der Regel $= L \times Tg$ gesetzt).

Freibord ist im allgemeinen die Höhe des Decks an der Seite über der Schwimmebene (S. 664).

D oder ***P*** = Wasserverdrängung (Deplacement) ist der Rauminhalt oder das Gewicht $= \gamma V$ (betr. γ S. 635) der vom Schiff verdrängten Wassermenge V. Reserve-Deplacement (Reserve-Tragfähigkeit) ist der Inhalt des über Wasser befindlichen wasserdichten Teils des Schiffskörpers.

Tragfähigkeit (= Wasserverdrängung zwischen der leichten und beladenen Wasserlinie) ist das Gesamtgewicht von Ladung, Fahrgästen, Besatzung, Proviant, Wasser, Brennstoff, d. h. sämtlicher veränderlichen Gewichte (nicht zu verwechseln mit Ladefähigkeit = Ladung).

⊙ = Schwerpunkt.

F = Verdrängungs- (Deplacement-) Schwerpunkt.

G = Gewichts-(System) Schwerpunkt = Schwerpunkt des Schiffskörpers mit allem, was darauf ist.

M = Breitenmetazentrum, ***M'*** = Längenmetazentrum = Krümmungsmittelpunkte der Kurven, auf denen der Verdrängungsschwerpunkt bei Quer- oder Längsneigungen wandert („Wahres" M). Gewöhnlich wird mit M bzw. M' der Schnittpunkt der Auftriebsrichtungen der aufrechten und der geneigten Lage bei unendlich kleiner Neigung bezeichnet („Falsches" M) (S. 644 u. 657, Abb. 12 u. 22).

Abb. 1. Linienrifs.

$\overline{MG}$ = metazentrische Höhe (Anfangsstabilität) (S. 645).

St = statische Stabilität = statisches Stabilitätsmoment = Aufrichtungsvermögen des Schiffes (S. 644). St_d = dynamische Stabilität = Arbeit, welche erforderlich ist, um das Schiff zu neigen (S. 644).

Völligkeitsgrade:

$$\alpha = \frac{\text{CWL}}{LB}; \quad \beta = \frac{\otimes}{BT}; \quad \delta = \frac{V}{LBT};$$

$$\varphi = \frac{V}{L\otimes} = \frac{\delta}{\beta};$$

$$\chi = \frac{V}{T \cdot \text{CWL}} = \frac{\delta}{\alpha};$$

$$\varkappa = \frac{\delta}{\alpha \cdot \beta}.$$

Hierbei ist zu beachten, ob die sog. „Anhänge", nämlich Aufsenhaut, Kiel, Steven, Ruder, Wellenaustritte, Schlingerkiele, Dockkiele sowie die „Verluste", nämlich Nischen in der Aufsenhaut für Bodenventile, Torpedoaustrittstutzen usw. mitgerechnet sind oder nicht, und ob L, B, T so gemessen sind, wie oben angegeben.

B. Berechnung des Linienrisses.

Der Linienrifs (Abb. 1) wird mit Hülfe des Spant- und Wasserliniensystems berechnet. Man berechnet zunächst die Flächen

und Schwerpunkte (bzw. Momente) der einzelnen Spanten und Wasserlinien, für die WL auch die Trägheitsmomente, aus den aufgemessenen Ordinaten oder durch Umfahren mit dem Planimeter, Integrator oder Integraph und behandelt dann die Rechnungsergebnisse wieder als Ordinaten von Kurven zur Berechnung der Körperinhalte, -schwerpunkte usw.

a. Mathematische Formeln für die Berechnungsweisen.

x = Abstand der Ordinaten von einander.
y = Längen der Ordinaten.
n = Anzahl der x.

1. Flächen.

$$F = \text{Fläche} = \int y\,dx.$$

a) Trapezregel (n beliebig)

$$F = x\left(\frac{y_0}{2} + y_1 + y_2 + \ldots\ldots + y_{n-1} + \frac{y_n}{2}\right).$$

b) Simpsonsche Regel Nr. 1 (n durch 2 teilbar)

$$F = \frac{x}{3}\,(1y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3 + \ldots\ldots 4y_{n-1} + 1y_n).$$

c) Simpsonsche Regel Nr. 2 (n durch 3 teilbar)

$$F = {}^3/_8\,x\,(1y_0 + 3y_1 + 3y_2 + 2y_3 + 3y_4 + \ldots\ldots 3y_{n-1} + 1y_n).$$

Beispiele für die Ableitung der Multiplikatoren bei den Simpsonschen Regeln.

Regel Nr. 1

Ord.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	1	4	1		1	4	1		1	4	1
			1	4	1		1	4	1		
Mult.	1	4	2	4	2	4	2	4	2	4	1

Ord.	0	1/2	1	2	3	4	5	6	7	8	9	9 1/2	10
	1/2	2	1/2		1	4	1		1	4	1		
			1	4	1		1	4	1		1/2	2	1/2
Mult.	1/2	2	3/2	4	2	4	2	4	2	4	3/2	2	1/2

Ord.	0	1/4	1/2	3/4	1	1 1/2	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	1/4	1	1/4		1/2	2	1/2		1	4	1		1	4	1
			1/4	1	1/4		1	4	1		1	4	1		
Mult.	1/4	1	1/2	1	3/4	2	3/2	4	2	4	2	4	2	4	1

Regel Nr. 2

Ord.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	1	3	3	1			1	3	3	1
				1	3	3	1			
Mult.	1	3	3	2	3	3	2	3	3	1

Ord.	0	1/3	2/3	1	1 1/3	1 2/3	2	2 1/3	2 2/3	3	4	5	6
	1/3	1	1	1/3			1/3	1	1	1/3			
				1/3	1	1	1/3			1	3	3	1
Mult.	1/3	1	1	2/3	1	1	2/3	1	1	4/3	3	3	1

Ord.	0	1/4	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6
	1/4	3/4	3/4	1/4			1/2	3/2	3/2	1/2			
				1/4	3/4	3/4	1/4			1	3	3	1
Mult.	1/4	3/4	3/4	1/2	3/4	3/4	3/4	3/2	3/2	3/2	3	3	1

Abb. 2.

d) Simpsonsche Regel für die Fläche zwischen den beiden Endordinaten

$$F = \frac{x}{12}\,(5y_0 + 8y_1 - 1y_2).$$

Bemerkung: Die Simpsonschen Regeln sind aus der Parabel abgeleitet und ungenau bei Kurven mit plötzlichen Krümmungsänderungen, z. B. bei sehr völligen Spanten.

Beispiel für die Ableitung der Simpson-Multiplikatoren für den Fall, daſs nicht alle WL im Perpendikel enden (Abb. 2) $h : h' = x$.

WL I				WL II			
Spt.	Mult.	Ord.	Prod.	Spt.	Mult.	Ord.	Prod.
.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.
7	4	.	.	7	4	.	.
8	$^3/_2$	.	.	8	$^3/_2\,x$	.	.
$8^1/_2$	2	.	.	$8^1/_2\,a$	$2\,x$	.	.
9	1	.	.	$9\,a$	$1\,x$	.	.
$9^1/_2$	2	.	.	$9^1/_2\,a$	$2\,x$	.	.
10	$^1/_2$	.	.	$10\,a$	$^1/_2\,x$	.	.
		$\Sigma =$	.			$\Sigma =$	.
		$\times\, ^1/_3\, h$	.			$\times\, ^1/_3\, h$	.
		WL-Fläche =	.			WL-Fläche =	.

e) Tschebyscheffsche Regel (Abb. 3)

$$F = {}^1/_3\, k\, (f_1 + f_2 + f_3 + f_4 + f_5 + f_6).$$

Abb. 3.

2. Schwerpunkte.

d = Abstand des ⊙ von der einen Endordinate $= \dfrac{\int x y\, dx}{\int y\, dx}$.

a) **Trapezregel:**

$$d = x \frac{y_1 + 2\,y_2 + 3\,y_3 + \ldots\ldots + (n-1)\,y_{n-1} + n \,.\, y_n}{\frac{y_0}{2} + y_1 + y_2 + y_3 + \ldots\ldots + y_{n-1} + \frac{y_n}{2}}.$$

b) **Simpsonsche Regel Nr. 1:**

$$d = x \frac{1\,.\,4\,y_1 + 2\,.\,2\,y_2 + 3\,.\,4\,y_3 + \ldots + (n-1)\,.\,4\,y_{n-1} + n\,.\,1\,y_n}{1\,y_0 + 4\,y_1 + 2\,y_2 + 4\,y_3 + \ldots + 4\,y_{n-1} + 1\,y_n}.$$

c) **Simpsonsche Regel Nr. 2:**

$$d = x \frac{1.3\,y_1 + 2.3\,y_2 + 3.2\,y_3 + 4.3\,y_4 + \ldots\ldots + (n-1).3\,y_{n-1} + n.y_n}{1\,y_0 + 3\,y_1 + 3\,y_2 + 2\,y_3 + \ldots\ldots + 3\,y_{n-1} + 1\,y_n}.$$

d) **Tschebyscheffsche Regel** (Abb. 3):

$$d = \frac{k\,(0{,}134\,f_1 + 0{,}578\,f_2 + 0{,}733\,f_3 + 1{,}267\,f_4 + 1{,}422\,f_5 + 1{,}866\,f_6)}{f_1 + f_2 + f_3 + f_4 + f_5 + f_6}.$$

Bemerkung: Man kann aus der Verdrängungsskala (S. 634) den Abstand des Verdrängungs-⊙ von der Schwimmebene bestimmen, indem man die Fläche der Verdrängungsskala durch die oberste Ordinate dividiert, z. B. (Abb. 4)

Abb. 4.

$BC = 20$ cm $= 1000$ cbm;
$AB = 12$ cm $= 3{,}0$ m;
Fläche $ABC = 100$ qcm;

$$y = \frac{100}{20} = 5 \text{ cm} = 1{,}25 \text{ m}.$$

3. Trägheitsmomente der Wasserlinien (vgl. S. 645).

a) Bezogen auf die **Symmetrie-Achse** (Breiten-Trägheitsmoment):

$$J = {}^2/_3 \int y^3 \, dx \quad \text{(ganze WL)}$$

nach der Simpsonschen Regel Nr. 1 z. B.

$$= {}^2/_3 \cdot {}^1/_3 \, x \, (1\, y_0^3 + 4\, y_1^3 + 2\, y_2^3 + \ldots\ldots 1\, y_n^3).$$

b) Bezogen auf die **Querachse** durch den ⊙ (Längen-Trägheitsmoment): Man berechnet J_1 zunächst in bezug auf eine Spantebene und macht dann die Umrechnung für die ⊙-Achse nach der Formel $J' = J_1 - F a^2$, worin a der Abstand des ⊙ von der betreffenden Spantebene ist.

$$J_1 = 2 \int y \, dx \, (dx)^2 \quad \text{(ganze WL)}$$

nach der Simpsonschen Regel Nr. 1 z. B. bei 8 Spanten

$$J_1 = {}^2/_3 \, x^3 \, (4^2\, 1\, y_0 + 3^2\, 4\, y_1 + 2^2\, 2\, y_2 + 1^2\, 4\, y_3 + 0^2\, 2\, y_4 + 1^2\, 4\, y_5 + 2^2\, 2\, y_6 + 3^2\, 4\, y_7 + 4^2\, 1\, y_8).$$

4. Höhe des Metazentrums über dem Verdrängungs-⊙ (S. 645).

$$\overline{MF} = \frac{J}{V} \text{ (Breiten-Metazentrum)}, \quad \overline{M'F} = \frac{J'}{V} \text{ (Längen-Metazentrum)}.$$

b. Beispiel für die Berechnung eines Linienrisses.

Bemerkungen hierzu:

1. Simpsons Regel Nr. 1 ist benutzt.

2. Spantflächen und Spantmomente sind mit Hülfe eines Integrators ermittelt.

3. Mafsstab der Zeichnung: $^1/_{100}$; daher Integrator-Ablesungen unmittelbar in qm und cbm. Bei anderen Mafsstäben sind die Unterschiede der Ablesungen (Spalte 4 und 8) mit entsprechenden Umrechnungszahlen zu multiplizieren.

4. Momentenachse für ⊙ der Höhe nach ist die Basislinie (Oberkante Kiel)

$$L = 136{,}0 : 10 = 13{,}6 : 3 = \mathbf{4{,}53};$$

$$\frac{2}{3} \cdot 13{,}6^3 = \mathbf{1677}; \qquad \frac{2}{9} \cdot 13{,}6 = \mathbf{3{,}02}.$$

Wasserlinie II. Tauchung = 5,0 m.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
				4 × 2	5 × 1			8 × 0,6	9 × 2		11 × 2	12 × 14		13 × 14	11^3	16 × 2
Spt.	Simpson-Multipl.	Ablesung der Flächenrolle	Unterschiede = ½ Spantflächen m^2	Produkte für Verdrängung	Produkte für Verdrängung-⊙ L	Ablesung der Momentrolle	Unterschiede m^3	½ Spant-Momente m^3	Produkte für Verdrängung-⊙ H	½ WL-Ordinaten m	Produkte für WL-Fläche	Produkte für WL-⊙		Produkte für $M'F$	½ WL-Ordinaten^3	Produkte für MF
0	½	187,6	—	—	—	3308	—	—	—	—	—	—	5	—	—	—
½	2	191,0	3,4	6,8	3,4	3290	18	10,8	21,6	1,7	3,4	15,3	4½	68,9	4,9	9,8
1	3/2	202,0	11,0	16,5	16,5	3228	62	37,2	55,8	4,4	6,6	26,4	4	105,6	85,2	127,8
2	4	230,2	28,2	112,8	225,6	3092	136	81,6	326,4	7,3	29,2	87,6	3	262,8	389,0	1556,0
3	2	267,1	36,9	73,8	221,4	2928	164	98,4	196,8	8,0	16,0	32,0	2	64,0	512,0	1024,0
4	4	304,4	37,3	149,2	596,8	2760	168	100,8	403,2	8,0	32,0	32,0	1	32,0	512,0	2048,0
5	2	—	37,3	74,6	373,0	—	168	100,8	201,6	8,0	16,0	193,3	0	—	512,0	1024,0
6	4	—	37,3	149,2	895,2	—	168	100,8	403,2	8,0	32,0	32,0	1	32,0	512,0	2048,0
7	2	342,3	37,8	75,6	529,2	2593	177	106,2	212,4	7,9	15,8	31,6	2	63,2	493,0	986,0
8	4	376,2	34,0	136,0	1088,0	2443	150	90,0	360,0	7,3	29,2	87,6	3	262,8	389,0	1556,0
9	3/2	400,0	23,8	35,7	321,3	2333	110	66,0	99,0	5,6	8,4	33,6	4	134,4	175,6	263,4
9½	2	413,0	13,0	26,0	247,0	2266	67	40,2	80,4	3,5	7,0	31,5	4½	141,8	42,9	85,8
10	½	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	5	—	—	—
				856,2	4517,4				2360,4		195,6	216,3		1167,5		10728,8
												23,0				

Verdrängung bis WL II (Spalte 5) $= 856{,}2 \times 2 \times 4{,}53 = 7750$ cbm $\times 1{,}025 = 7944$ t.

Verdrängungs-⊙ vor Spt. 0 (Spalte 6) $= 4517{,}4 : 856{,}2 \times 13{,}6 = 71{,}7$ m.

Verdrängungs-⊙ über Oberk. Kiel (Spalte 10) $= 2360{,}4 : 856{,}2 = 2{,}76$ m.

WL II-Fläche (Spalte 12) $= 195{,}6 \times 2 \times 4{,}53 = 1770$ qm.

WL II-⊙ vor Spt. 5 (Spalte 13) $= 23{,}0 : 195{,}6 \times 13{,}6 = 1{,}61$ m.

Längenträgheitsmoment der WL II bez. auf die Achse durch den WL-⊙ (Spalte 15) $= 1167{,}5 \times 1677 - 1770 \times 1{,}61^2 = 1951400$ m⁴.

Längenmetazentrum über Verdrängungs-⊙ für WL II ($M'F$) $= 1951400 : 7750 = 252{,}0$ m.

Abb. 5.

Breitenträgheitsmoment der WL II bez. auf die Längsachse (Spalte 17) $= 10728{,}8 \times 3{,}02 = 32400$ m⁴.

Breitenmetazentrum über Verdrängungs-⊙ für WL II (MF) $= 32400 : 7750 = 4{,}1$ m.

Trimm-Moment für 1 m Tiefgangunterschied (S. 657) (Einheits-Trimm-Moment) $\left(\text{mit genügender Genauigkeit} = \frac{M'F \cdot P}{L}\right.$ oder auch $\left.= \frac{J_1}{L}\right) = 252{,}0 \times 7750 \times 1{,}025 : 136{,}0 = 14500$ mt.

Durch besondere Rechnungen sind zu ermitteln und mit der Hauptrechnung sinngemäfs zu verbinden: Inhalte und Schwerpunkte der Aufsenhaut, Steven, Ruder, Schrauben, Wellen-

austritte, Schlingerkiele, Nischen für Bodenventile usw. Bei stark unregelmäfsigen Formen der Schiffsenden empfiehlt es sich, Mittelschiff und Enden getrennt zu rechnen und die Ergebnisse zum Schlufs passend zusammenzusetzen.

Für Trimmlagen läfst sich dasselbe Schema wie oben verwenden, indem man die betr. Aufmafse aus den Spantflächen- und Spantmomentkurven (Kurvenblatt, Abb. 5) entnimmt.

Tragfähigkeit für 1 cm Tauchung in Seewasser = WL-Fläche $\times$ 0,01 m $\times$ 1,025 Tonnen.

Kubikinhalt der eisernen Aufsenhaut einschl. Kiel, Steven usw. unten rd. 1 %, oben rd. 0,7 %, im Mittel rd. 0,8 % der Wasserverdrängung auf Spanten.

Spez. Gew. von Seewasser gewöhnlich = 1,025 gesetzt, Ostseewasser = 1,015.

Abb. 5.

c. Kurvenblatt.

Das „Kurvenblatt“ oder „Diagramm der Berechnungsergebnisse“ soll zur Nachprüfung der Berechnungen dienen und die Möglichkeit bieten, für jede Lage des Schiffes mit möglichster Genauigkeit die geometrischen Verhältnisse des Schiffskörpers und des Verdrängungskörpers bequem zu ermitteln. Der Verlauf der Kurven ermöglicht aufserdem Vergleiche mit schon gebauten Schiffen und mit in Arbeit befindlichen Entwürfen. Das Kurvenblatt wird zugleich mit dem Entwurf des Linienrisses entweder nach Abb. 5 oder nach Abb. 6 angelegt. Für die Kurven nimmt man bei mittleren Schiffen am besten folgende Mafsstäbe:

a) Sprungstrak (Seite Deck) 1/25 (40 mm = 1 m).
b) Spantenskala bis CWL
c) „ Seite Deck
d) Spantflächenkurven

(b–d) 20 mm = 1 qm.

e) Spantmomentkurven (Momente bez. auf Basislinie): 4 mm = 1 cbm.
f) Verdrängungsskala cbm auf Spanten } 40 mm
g) „ „ einschl. Aufsenhaut und Anhängsel } = 1000 cbm.
h) Verdrängungs-⊙ von ⊗ für 0,0 m Trimm } $^1/_{25}$ (40 mm = 1 m).
i) „ „ „ „ „ 2,0 „ Kopflastigkeit
k) „ „ „ „ „ 2,0 „ Steuerlastigkeit
l) „ „ über Basislinie (abges. v. Spt. 0 als Basislinie)
m) Verdrängungsunterschied bei 2,0 m Trimm gegen die Verdrängung bei 0,0 m Trimm: 40 mm = 1000 cbm (S. 660).
n) Breitenmetazentrum MF abges. v. d. Kurve d. Vdrggs.-⊙ üb. Bas. $^1/_{25}$ (40 mm = 1 m).
o) Längenmetazentrum: $M'F$ „ „ „ „ „ „ „ „ „ $^1/_{250}$ (40 mm = 10 m).
p) Trimm-Momente für 1,0 m Trimm 20 mm = 100 m^4.
q) WL-Flächen: 20 mm = 1 qm } für 0,0 m Trimm.
r) WL-⊙ von ⊗: $^1/_{25}$ (40 mm = 1 m) }
s) Aufsenhautflächen: 1 mm = 10 qm.
t) Kreuzkurven der Stabilität (Hebelarme des Auftriebs bez. auf eine Lotrechte durch Oberkante Kiel): $^1/_{25}$ (40 mm = 1 m) } (S. 647.)
u) Seite Deck zu Wasser
v) Kurven der Hebelarme der stat. Stab. für bestimmte Verdrängungen und G.-Lagen: 1 mm = 0,1 m
w) Kurven der Raumquerschnitte (Laderäume, Bunker, Doppelboden, Tunnel, Luken usw.) mit Angabe der w. d. Schotten und Bodenwrangen: 20 mm = 1 qm.
x) ⊙-Kurven Doppelboden usw. (bei Kriegsschiffen) $^1/_{25}$ (40 mm = 1 m).

An jeder Kurve mufs aufser ihrer Bezeichnung der Mafsstab der Ordinaten und die Achse, von der die Ordinaten abgesetzt sind, angegeben werden.

Für das Netz des Kurvenblattes nach Abb. 5 nimmt man als Längenmafsstab in der Regel $^1/_{100}$ oder $^1/_{200}$, als Höhenmafsstab $^1/_{25}$. Das Netz

Abb. 6.

enthält hier sowohl die Konstruktionsspanten als auch die Bauspanten. Das Netz nach Abb. 6 wird in der Regel in $^1/_{25}$ gezeichnet.

Folgende schriftlichen Angaben sind auf dem Kurvenblatt zu machen: Schiffsname und Baunummer, Längenmafsstab und Höhenmafsstab für das Netz, Hauptabmessungen und Verhältniswerte des Schiffes, Spantentfernungen der Bauspanten.

C. Formverhältnisse der Schiffe.

a. Wasserlinien- und Spantformen.

Die Völligkeit der Formen beeinflufst die Stabilität, die Seefähigkeit, den Raumgehalt, das Gewicht und die Widerstandsverhältnisse des

Schiffes. Grenzfälle: 1. Scharfe WL und scharfe Spanten geben geringe Stabilität und Seefähigkeit, kleinen und leichten Schiffskörper von geringem Widerstand; bei Anbringung von Ballast gute Segeleigenschaften (Yachten). 2. Scharfe WL und völlige Spanten geben geringe Stabilität und Seefähigkeit, grofsen Raumgehalt, mittleres Schiffsgewicht, gute Widerstandsverhältnisse (Flufsdampfer, Klipper, Blockadebrecher). 3. Völlige WL und scharfe Spanten geben gute Stabilität und Seefähigkeit, kleinen Raumgehalt, leichten Schiffskörper, gute Widerstandsverhältnisse (Segelschiffe). 4. Völlige WL und völlige Spanten geben geringe Stabilität und Seefähigkeit (ausgenommen bei Anbringung von Schwert- oder Flossenkiel!), geräumigen und schweren Schiffskörper mit schlechten Widerstandsverhältnissen (Ausnahmen wie oben).

b. Sprung.

Nähere Angaben s. unter „Freibord" S. 664 sowie unter „Schottkurven" S. 670. Im allgemeinen ist der Sprung, d. h. die Summe der vorderen und hinteren Erhöhung $= 0{,}02$ bis $0{,}04\,L$. Der tiefste Punkt liegt ungefähr $^1/_8\,L$ hinter der Mitte. Vorn gibt man meistens etwa $^2/_3$, hinten etwa $^1/_3$ des Gesamtsprungs. Kriegsschiffe und Flufsschiffe haben wenig, gar keinen oder sogar negativen Sprung. An den Schiffsenden mufs der Sprungstrak stärker gekrümmt werden, und zwar bei völligen Schiffen mehr als bei scharfen.

Abb. 7 gibt ein Verfahren zum Absetzen des Sprungs an.

Abb. 7.

c. Balkenbucht.

Die übliche Balkenbucht beträgt $^1/_{60}\,B$ bis $^1/_{48}\,B$. Bequeme Konstruktion der Kurve (Parabel) nach Abb. 8.

Abb. 8.

d. Verhältniswerte der Hauptabmessungen.

Die Hauptabmessungen der im Betriebe befindlichen Handelsschiffe findet man in den „Registern" der Klassifikationsgesellschaften (Germanischer Lloyd, British Lloyd's Register, Bureau Veritas, British Corporation, Norske Veritas u. a.). Beim Gebrauch der veröffentlichten Angaben ist genau darauf zu achten, wie die betr. Abmessungen gemeint sind (S. 627). Folgende Tafel enthält die Zahlenwerte einiger Hauptschiffsarten nach neueren Ausführungen (vgl. auch Johow, Hülfsbuch f. d. Schiffbau; Schiffbau, IV. Jahrg. S. 375; X. Jahrg. S. 79).

Nr.	Schiffsgattung	Verdrängung t	Geschwindigkeit Knoten	$L:B$	$T:B$	$L:H$	$T:H$
1	Großer Schnelldampfer	31 200	24,0	9,45	0,386	12,90	0,530
2	„ „	22 900	23,5	9,89	0,421	14,90	0,633
3	„ „	21 385	22,0	9,57	0,398	14,38	0,603
4	Großer Postdampfer	39 000	21,0	9,05	0,382	13,85	0,588
5	„ „	25 440	18,0	8,45	0,417	14,10	0,691
6	„ „	17 500	16,5	8,75	0,430	13,78	0,682
7	„ „	10 600	16,0	8,58	0,471	11,75	0,644
8	Kleiner Fracht- und Passagierdampfer	4 980	13,0	8,34	0,513	13,13	0,806
9	„ „ „ „	1 775	12,0	6,95	0,468	10,80	0,700
10	Kanaldampfer (mit Schrauben)	1 300	21,0	8,15	0,280	18,50	0,680
11	„ (mit Rädern)	1 000	16,0	8,41	0,195	20,00	0,570
12	Dampfyacht	5 710	15,0	8,50	0,351	13,44	0,555
13	„	1 140	13,0	6,50	0,400	11,30	0,692
14	Großer Frachtdampfer	24 800	13,5	9,06	0,513	13,65	0,780
15	„ „	18 200	13,0	8,66	0,481	12,35	0,686
16	„ „ (Tankdampfer)	15 200	10,0	7,80	0,430	13,60	0,750
17	„ „ (Erzdampfer)	11 000	10,5	8,00	0,424	14,60	0,772
18	Kleiner Frachtdampfer	4 600	10,5	7,40	0,462	12,70	0,792
19	„ „	3 400	9,0	6,80	0,473	13,00	0,906
20	„ „	2 400	9,0	7,00	0,412	15,95	0,945
21	„ „	1 500	9,0	6,27	0,412	13,48	0,883
22	„ „	1 100	7,5	6,45	0,442	13,20	0,904
23	Fischdampfer	460	11,0	6,00	0,444	10,63	0,790
24	„	400	10,0	5,30	0,458	9,25	0,800
25	Lotsendampfer	365	9,1	5,20	0,436	8,35	0,700
26	Schleppdampfer	340	12,1	5,11	0,429	7,70	0,645
27	Eisbrecher	700	12,0	3,48	0,333	7,18	0,682
28	Kleiner Revierdampfer	130	12,0	6,23	0,267	14,00	0,596
29	Fluß-Frachtdampfer mit Schrauben	400	.	7,38	0,327	20,04	0,886
30	Fluß-Raddampfer für Passagiere	520	13,5	10,10	0,143	28,50	0,400
31	„ „ „	360	13,5	10,80	0,136	24,00	0,300
32	Fluß-Radschlepper	795	.	7,831	0,313	20,00	0,900
33	„	212	10,5	6,670	0,200	15,93	0,478
34	Heckraddampfer	144	9,0	8,060	0,112	24,00	0,333
35	„	43	8,0	4,800	0,105	22,80	0,500
36	Barkassen	28	9,75	4,57	0,356	8,00	0,650
37	„	20	8,20	4,60	0,400	9,93	0,860
38	„	16	12,0	5,05	0,308	10,00	0,615
39	Segelschiff für Frachtfahrten	11 150	.	7,45	0,503	12,30	0,832
40	„ „ „	8 603	.	7,23	0,486	10,85	0,766
41	„ „ „	6 242	.	6,77	0,491	10,70	0,778
42	„ „ „	3 852	.	6,35	0,509	9,78	0,786
43	Logger	150	.	4,28	0,400	7,37	0,680
44	Linienschiff	25 000	21,0	5,95*	0,285	14,00	0,685
45	Großer Kreuzer	28 000	22,0	7,25*	0,285	17,00	0,682
46	Kleiner Kreuzer	5 000	23,0	9,40*	0,368	15,65	0,610
47	Kanonenboot	980	14,0	6,40*	0,300	13,00	0,615
48	Torpedoboot	550	30,0	9,45*	0,288	17,40	0,531

* L in der CWL.

$\sqrt[3]{V}:L$	F hinter $^1/_2 L$ $a:L$	F unter CWL $b:T$	CWL ⊙ hinter $^1/_2 L$ $c:L$	δ	α	β	$\chi = \delta:\alpha$	$\varphi = \delta:\beta$	$x = \delta:\alpha.\beta$	Nr
0,151	0,022	0,450	0,045	0,631	0,742	0,951	0,851	0,664	0,895	1
0,140	0,023	0,450	0,045	0,631	0,749	0,949	0,842	0,665	0,888	2
0,145	0,020	0,406	0,045	0,627	0,739	0,928	0,849	0,675	0,913	3
0,147	0,004	0,457	0,013	0,675	0,781	0,955	0,865	0,707	0,907	4
0,163	0,006	0,450	0,015	0,740	0,814	0,975	0,910	0,758	0,933	5
0,161	0,004	0,470	0,014	0,741	0,834	0,961	0,890	0,772	0,925	6
0,161	0,018	0,450	0,040	0,625	0,799	0,905	0,783	0,691	0,866	7
0,160	− 0,007	0,456	0,000	0,670	0,812	0,948	0,825	0,707	0,870	8
0,181	0,006	0,470	0,009	0,705	0,835	0,950	0,842	0,740	0,890	9
0,129	0,020	0,382	0,040	0,510	0,740	0,840	0,685	0,605	0,820	10
0,116	0,022	0,380	0,037	0,585	0,755	0,835	0,775	0,700	0,925	11
0,145	− 0,006	0,447	0,010	0,634	0,790	0,884	0,803	0,717	0,908	12
0,158	0,003	0,450	0,005	0,468	0,750	0,794	0,626	0,590	0,790	13
0,170	0,005	0,470	0,010	0,773	0,869	0,960	0,889	0,806	0,927	14
0,171	− 0,006	0,466	0,000	0,776	0,860	0,958	0,903	0,803	0,934	15
0,178	0,000	0,475	0,008	0,801	0,873	0,074	0,918	0,822	0,944	16
0,170	− 0,017	0,470	0,003	0,750	0,810	0,950	0,928	0,790	0,975	17
0,187	0,000	0,457	0,006	0,771	0,876	0,967	0,880	0,798	0,910	18
0,200	0,012	0,487	0,020	0,792	0,872	0,971	0,910	0,816	0,935	19
0,188	− 0,017	0,467	0,003	0,790	0,857	0,956	0,922	0,827	0,965	20
0,200	0,000	0,480	0,007	0,793	0,878	0,980	0,902	0,810	0,923	21
0,202	− 0,003	0,470	0,000	0,798	0,860	0,952	0,929	0,841	0,978	22
0,186	0,021	0,396	0,045	0,522	0,765	0,819	0,683	0,638	0,834	23
0,198	0,003	0,350	0,014	0,460	0,720	0,750	0,640	0,615	0,854	24
0,196	0,003	0,332	0,006	0,485	0,770	0,740	0,631	0,657	0,850	25
0,197	0,010	0,355	0,060	0,465	0,717	0,800	0,650	0,581	0,810	26
0,230	0,035	0,380	0,050	0,465	0,745	0,800	0,625	0,582	0,780	27
0,159	0,012	0,450	0,060	0,578	0,717	0,975	0,807	0,593	0,827	28
0,163	0,056	0,490	0,100	0,778	0,814	0,980	0,956	0,796	0,975	29
0,096	0,002	0,495	0,003	0,634	0,731	0,987	0,870	0,645	0,880	30
0,089	0,003	0,489	0,003	0,620	0,750	0,950	0,826	0,653	0,870	31
0,143	0,002	0,490	0,006	0,841	0,875	0,994	0,961	0,846	0,967	32
0,149	0,002	0,490	0,006	0,737	0,860	0,960	0,860	0,768	0,900	33
0,112	0,020	0,493	0,020	0,815	0,860	0,997	0,948	0,844	0,901	34
0,155	− 0,003	0,467	0,000	0,770	0,879	0,093	0,875	0,770	0,880	35
0,189	− 0,001	0,345	0,000	0,347	0,678	0,634	0,513	0,547	0,808	36
0,195	0,012	0,344	0,020	0,403	0,742	0,664	0,543	0,615	0,839	37
0,157	0,012	0,316	0,020	0,415	0,676	0,715	0,616	0,581	0,856	38
0,183	.	.	.	0,680	0,839	0,905	0,813	0,751	0,895	39
0,190	− 0,019	0,445	0,003	0,693	0,831	0,942	0,835	0,736	0,886	40
0,194	− 0,008	0,443	0,004	0,686	0,830	0,932	0,826	0,736	0,887	41
0,206	− 0,008	0,440	0,005	0,677	0,839	0,928	0,808	0,730	0,870	42
0,252	− 0,017	.	.	0,545	0,810	0,770	0,674	0,700	0,865	43
0,169	0,009	0,450	0,032	0,580	0,700	0,975	0,830	0,596	0,850	44
0,141	0,023	0,440	0,038	0,510	0,650	0,950	0,785	0,538	0,828	45
0,128	0,035	0,410	0,053	0,500	0,700	0,850	0,715	0,589	0,843	46
0,160	0,027	0,427	0,045	0,536	0,724	0,882	0,740	0,608	0,839	47
0,113	0,059	0,382	0,084	0,445	0,675	0,745	0,660	0,599	0,885	48

D. Entwurf eines Schiffes.

a. Konstruktionsbedingungen.

1. Schiffsart (Dampfer, Segelschiff, Motorboot oder dgl., Doppelboden, Quarterdeck oder dgl.). 2. Hauptverwendungszweck. 3. Tiefgang und angenäherte Hauptabmessungen mit Rücksicht auf zu befahrende Gewässer, Wassertiefen in den anzulaufenden Häfen,*) Schleusenabmessungen, Durchlafsöffnungen von Brücken, Strömungen u. dgl. 4. Tragfähigkeit, Ladung, Anzahl der Fahrgäste usw., mitzuführende Vorräte (Kohlen, Oel, Wasser, Proviant u. dgl.), Besatzung. 5. Freibord. 6. Klasse und Bauart. 7. Geschwindigkeit. 8. Art der Maschinenanlage. 9. Takelung. 10. Besondere Wünsche betreffend Unsinkbarkeit, Ballast, Verstärkungen gegen Eisgang, Länge der Laderäume, Gröfse der Luken u. dgl. m. 11. Besondere Wünsche betreffend Ausrüstung und Einrichtung. 12. Für Kriegsschiffe: Bestückung, Panzer, Munition u. dgl. 13. Besondere Konstruktionsbedingungen für Sonderfahrzeuge. 14. Preisbegrenzung.

b. Bestimmung der Hauptabmessungen.

Hierbei müssen Schätzung, Rechnung und Zeichnung sich ergänzen.

α. Aus dem Tiefgang kann man durch passende Wahl von $L:B$. $T:B$, $H:T$ zu vorläufigen Abmessungen gelangen und diese mit Hülfe der Nachprüfungsformeln (S. 641) prüfen und entsprechend abändern.

β. Aus der Tragfähigkeit kann man mit Hülfe der Erfahrungswerte S. 709 u. 710 die erforderliche Verdrängung ermitteln und dann durch Probieren die passenden Hauptabmessungen finden.

$\sqrt[3]{V}:L$ (vgl. Tafel S. 639) gibt einen Annäherungswert für die Länge.

γ. Aus der Geschwindigkeit kann man mit Hülfe der Formel $v = c\,.\sqrt{L}$ nach ähnlichen Schiffen die passende Länge finden und daraus die übrigen Hauptabmessungen entwickeln.

Ist v in Knoten und L in m gemessen, so gelten für c folgende Werte von M. H. Bauer:

δ	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90
c	1,92	1,81	1,70	1,56	1,41	1,23	1,05	0,87	0,65	0,45

δ. Sind keine Grenzen für die Hauptabmessungen festgesetzt, so kann man eine kubische Gleichung nach folgendem Schema aufstellen und daraus eine Hauptabmessung — in der Regel die Breite B — berechnen.

Setzt man $L:B = a,\quad T:B = b,\quad H:T = c$

$$\frac{\text{Schiffsgewicht}}{L\,.\,B\,.\,H} = x \quad \text{(S. 694)}$$

$$\frac{\text{Maschinengewicht}}{\text{PSi}} = y \quad \text{(vgl. II. Schiffsmaschinenbau)}$$

$$\frac{\text{Brennstoffgewicht}}{\text{PSi . Stunde}} = z \quad \text{(S. 706)}$$

$$\text{Fahrzeit in st} = \frac{\text{Fahrstrecke}}{v = \text{Knoten i. 1 st}} = u$$

*) Schulze, Seehafenbau, Wilhelm Ernst u. Sohn, Berlin.

und wählt man nach ähnlichen Schiffen Werte für δ und β, so ist

Schiffsgewicht $= L\,.\,B\,.\,H\,.\,x = a\,.\,b\,.\,c\,.\,x\,.\,B^3$,

Maschinengewicht $= \otimes \left(\frac{v}{m}\right)^3 . \, y$ (S. 718) $= \beta\,.\,b \left(\frac{v}{m}\right)^3 . \, y\,.\,B^2$,

Brennstoffgewicht $= \otimes \left(\frac{v}{m}\right)^3 . \, z\,.\,u\,.\,v = \beta\,.\,b \left(\frac{v}{m}\right)^3 . \, z\,.\,u\,.\,v\,.\,B^2$,

Wasserverdrängung $= L\,.\,B\,.\,T\,.\,\delta\,.\,1{,}025 = a\,.\,b\,.\,\delta\,.\,1{,}025\,B^3$ (in Seewasser, unter Vernachlässigung der Aufsenhaut bei eisernen Schiffen).

Nun ist

Wasserverdrängung = Schiffsgewicht + Maschinengewicht + Brennstoffgewicht + Ladung + Besatzung, Proviant, Wasser usw. + Passagiere, Gepäck usw. + ... + Reserve.

Also

$$a\,.\,b\,.\,\delta\,.\,1{,}025\,B^3 = a\,.\,b\,.\,c\,.\,x\,.\,B^3 + \beta\,.\,b \left(\frac{v}{m}\right)^3 . \, y\,(1 + z\,.\,u\,.\,v)\,.\,B^2 + \text{Ladung} + \ldots,$$

$$(a\,.\,b\,.\,\delta\,.\,1{,}025 - a\,.\,b\,.\,c\,.\,x)\,.\,B^3 - \beta\,.\,b \left(\frac{v}{m}\right)^3 . \, y\,(1 + z\,.\,u\,.\,v)\,.\,B^2 = \text{Ladung} + \ldots$$

Aus dieser Gleichung läfst sich B leicht durch Probieren oder Ausrechnen ermitteln und daraus alles übrige ableiten.

In jedem Falle sind die gefundenen Werte mit Hülfe vorläufiger Einrichtungszeichnungen sowie der Nachprüfungsformeln (s. u.) zu untersuchen und nötigenfalls abzuändern. Dabei ist auf folgendes zu achten:

1. Nummern der Klassifikationsvorschriften; 2. Raumgehalt (S. 671); 3. Freibord (S. 664); 4. Anfangsstabilität (S. 645); 5. Maschinenkraft (S. 718).

c. Annäherungs- und Nachprüfungsformeln.

(Vgl. die Tafel auf S. 638 u. 639.)

α. Völligkeitsgrade.

$$\alpha = 1{,}15 \cdot \frac{\delta}{\beta} = 0{,}7\,\frac{\delta}{\beta} + 0{,}3 \qquad \varkappa = \frac{\delta}{\alpha\,.\,\beta} = 0{,}85 \text{ bis } 0{,}92.$$

β. Verdrängungsschwerpunkt.

$$F \text{ unter CWL} = 0{,}974\,\frac{\delta}{\alpha + \delta} \cdot T.$$

γ. CWL-Schwerpunkt.

Im allgemeinen $0{,}005\,L$ hinter F.

δ. Metazentrum S. 646.

ε. Gewichtsschwerpunkt S. 695, 710.

ζ. Gewichte S. 694.

η. Raumgehalt S. 672.

ϑ. Benetzte Oberfläche S. 728.

ι. Geschwindigkeit, Maschinenkraft S. 718.

d. Entwurf des Linienrisses.

Zuerst werden Bug- und Heckumrisse, Kiellinie, Aufkimmung, Sprung, Lage des Verdrängungs-⊙, α, β passend gewählt (Tafel S. 638 u. 639).

Die Länge L teilt man bei üblichen Schiffen am besten in 10 oder 20, die Konstruktionstiefe T in 6 oder 12 Teile.

Hierauf kann man in der nachstehend beschriebenen Weise eine Spanten- oder Wasserlinienskala, dann die CWL, das Hauptspant (⊗) und die Kimmsente entwerfen. Nach dem Verfahren von Chapman geht man von der Parabel aus unter Benutzung der Formel $y = p\,x^m$.

α. Spantenskala.

Bezeichnet $\otimes = \beta B T$ die Fläche des Hauptspantes, so ist

$$y = \otimes \left(\frac{2\,x}{L}\right)^m, \text{ wobei } m = \frac{\delta}{\beta - \delta}.$$

Die Entfernung des ⊙ der Parabel vom Scheitel ist

$$\overline{CG} = \otimes \frac{\beta}{\beta + \delta}$$

(Abb. 9). Soll der Verdrängungsschwerpunkt um eine Strecke a hinter der Mitte zwischen den Perpendikeln liegen, so trägt man dieses Mafs $a = \overline{GH}$ von G aus parallel AB ab, zieht EHC' und Parallelen

Abb. 9.

dazu durch die unteren Endpunkte der übrigen Ordinaten. Die Schnittpunkte mit den durch die oberen Endpunkte gelegten Wagerechten sind Punkte einer verschobenen Parabel. Eine brauchbare Spantenskala erhält man durch passende Verschärfung (Einziehung) der Enden unter Einhaltung der Fläche und der ⊙-Lage und Vergleich mit den Spantenskalen ähnlicher Schiffe.

Aus dieser Kurve kann man sehr rasch einen Spantenrifs entwickeln, indem man die einzelnen Spantenflächen zuerst als Rechtecke mit der Höhe T aufzeichnet und dann in diese Rechtecke unter Einhaltung des Flächeninhaltes die Spantenkurven hineinzeichnet.

β. Wasserlinienskala.

Bezeichnet CWL die Fläche der Konstruktionswasserlinie, so ist

$$y = \text{CWL} \left(\frac{x}{T}\right)^{m_1}, \text{ wobei } m_1 = \frac{\delta}{\alpha - \delta}$$

(Abb. 10). Die Entfernung des ⊙ der Parabel unter CWL ist

$$= \tfrac{1}{2} T \left(\frac{\alpha}{2\alpha - \delta} \right).$$

Soll der Verdrängungs-⊙ eine bestimmte Höhenlage haben, so verschiebt man die WL-Skala in ähnlicher Weise wie die Spantenskala.

γ. CWL.

$$y = \tfrac{1}{2} B \left(\frac{2x}{L} \right)^{m_2},$$

wobei

$$m_2 = \frac{\alpha}{1 - \alpha}.$$

δ. Hauptspant.

$$y = B \left(\frac{x}{T} \right)^{m_3},$$

wobei

$$m_3 = \frac{\beta}{1 - \beta}.$$

Abb. 10.

Abb. 11.

ε. Kimmsente. (Verfahren von R. Zimmermann.)

Bezeichnet K die mittlere Ordinate der Kimmsente (Abb. 11) und k den Völligkeitsgrad der von ihr eingeschlossenen Fläche, wie man ihn aus untenstehender Tafel nach $\varphi = \frac{\delta}{\beta}$ bestimmen kann, so ist

$$y = K \left(\frac{2x}{L} \right)^{m_4}, \text{ wobei } m_4 = \frac{k}{1 - k}.$$

φ	k	φ	k	φ	k	φ	k	φ	k
0,34	0,504	0,48	0,580	0,62	0,669	0,76	0,774	0,88	0,881
0,36	0,513	0,50	0,592	0,64	0,683	0,78	0,792	0,90	0,900
0,38	0,523	0,52	0,605	0,66	0,688	0,80	0,808	0,92	0,920
0,40	0,534	0,54	0,617	0,68	0,713	0,82	0,827	0,94	0,940
0,42	0,546	0,56	0,628	0,70	0,729	0,84	0,845	0,96	0,960
0,44	0,558	0,58	0,642	0,72	0,742	0,86	0,862	0,98	0,980
0,46	0,569	0,60	0,656	0,74	0,759				

ζ. Andere Verfahren zum Entwerfen von Linien.

Archibald Hogg, Tables for drawing ship lines.

M. H. Bauer, Hülfsmittel zur Konstruktion und Berechnung von Schiffslinien.

D. W. Taylor, Ueber die Entwicklung von Schiffsformen mit Hülfe von Formeln (Schiffbau V S. 686).

O. Richter, Beitrag zur Geometrie der Schiffsform (Schiffbau VI S. 594).

H. G. Hammar, Die einheitliche Behandlung der Schiffsberechnungen zur Vereinfachung der Konstruktion (Jahrb. d. Schiffbaut. Ges. 1908).

Middendorf S. 721.

In jedem Falle ist der Linienrifs mit Hülfe der Spanten, Wasserlinien, Schnitte und Senten (Abb. 1 S. 629) durchzuarbeiten und gleichzeitig durch die erforderlichen Berechnungen (S. 632) nachzuprüfen. Endgültig fertiggestellt werden kann er aber erst, nachdem die Einrichtungspläne ausgearbeitet, die Klassifikationspläne genehmigt und durch Gewichts- und Schwerpunktsrechnung (S. 693), ferner durch die Stabilitäts- (S. 647), Trimm- (S. 657), Leck- (S. 659), Geschwindigkeits- (S. 716), Festigkeitsrechnungen (S. 711) und Ausarbeitung des Kurvenblattes (S. 635 u. 636) die Brauchbarkeit des ganzen Entwurfes nachgewiesen ist.

E. Stabilität.

a. Statische und dynamische Stabilität.

1. Statisches Stabilitätsmoment = Widerstand gegen Neigung aus der aufrechten Lage (Abb. 12)

$$St = P.\overline{GH} = P.(\overline{FQ} - \overline{FR}).$$

Solange das Moment $P.\overline{GH}$ darauf gerichtet ist, das Schiff in die aufrechte Lage zurückzubringen, ist das Schiff stabil. Im Gleichgewicht befindet sich das Schiff nur, wenn F und G in einer Lotrechten liegen. Die Stabilität eines Schiffes ist somit abhängig von der gegenseitigen Lage des Gewichts-⊙ G (Angriffspunkt des Schiffsgewichts) und des Verdrängungs-⊙ F_φ (Angriffspunkt des Auftriebs).

Nach dem Satze der Mechanik: „Wird ein Teil einer Masse verschoben, so verschiebt sich der Schwerpunkt der ganzen Masse parallel zum Wege des Schwerpunktes des verschobenen Teils und um eine Strecke, die sich zum Wege des Teilschwerpunktes verhält wie der verschobene Teil zur Gesamtmasse“, ist (Abb. 12)

Abb. 12.

$$\overline{FQ} = \frac{v\,\overline{JJ_1}}{V},$$

wenn v den Inhalt eines Keilstücks, V die Gesamtwasserverdrängung, $\overline{JJ_1}$ die Projektion des Weges des Keilstückschwerpunktes auf die Wagerechte bedeutet.

Atwoodsche Formel: $St = P\left(\frac{v\,\overline{JJ_1}}{V} \pm \overline{FG}\sin\varphi\right)$.

2. Dynamische Stabilität = mechanische Arbeit zur Herstellung einer Neigung = Kraft . Weg (in diesem Falle Schwerpunktsverschiebung) $St_d = P(\overline{F_\varphi H} - \overline{FG})$.

Hierbei werden die zu überwindenden Widerstände der Massenträgheit, der Oberflächenreibung und des Flächendrucks vernachlässigt.

Moseleysche Formel: $$St_d = P\left(\frac{v(\overline{JN} + \overline{J_1 N_1})}{V} \pm \overline{FG}\,(1 - \cos\varphi)\right).$$

Betrachtet man die dynamische Stabilität als Summe der bei einer Neigung nacheinander zu überwindenden statischen Stabilitätsmomente, so wird

$$St_d = \int_0^{\varphi} St\, d\varphi.$$

Abb. 13.

Trägt man die St (Abb. 13) als Ordinaten auf mit Abszissen, die die Neigungen in Bogenmafs darstellen, so kann man den Betrag der dynamischen Stabilität bis zu jedem Neigungswinkel durch Integration der von der St-Kurve begrenzten Fläche erhalten. Die Kurve der St_d ist die Integralkurve der St-Kurve (vgl. Stabilität unter Segel S. 654).

Beispiel für die Ermittlung der St_d-Kurve aus der St-Kurve:

$$10^0 = \frac{\pi}{18} = \frac{3{,}14\ \text{m}}{18} = 0{,}175\ \text{m} = 17{,}5\ \text{cm}.$$

$$1\ \text{cm in der Abszissenachse} = \frac{0{,}175}{17{,}5} = 0{,}001\ \text{m}.$$

1 cm in der Ordinatenachse = 100 t (unter der Annahme, dafs für St ein Moment mit dem Hebel = 1 eingesetzt ist).

Mithin 1 qcm = 0,001 . 100 = 0,1 mt.

Fläche der St-Kurve bis 10^0 = 200 qcm.

St_d bis 10^0 = 200 . 0,1 = 20 mt, aufgetragen im Mafsstab: 1 cm = 5 mt.

b. Anfangsstabilität.

Zur oberflächlichen Beurteilung der Stabilitätsverhältnisse eines Schiffes dient das Mafs $\overline{MG}$, die „metazentrische Höhe“ für die Anfangsstabilität, denn für kleine Neigungswinkel (bis 15^0) ist $St = P\overline{MG} . \sin\varphi$ (Abb. 12).

Die Lage von M läfst sich für eine unendlich kleine Neigung berechnen nach der Formel (S. 632)

$$\overline{MF} = \frac{\text{Trägheitsmoment der } WL}{\text{Wasserverdrängung}}.$$

Beweis: Bei unendlich kleinem Neigungswinkel ist (Abb. 12) $WO = W_1 O = LO = L_1 O$, mithin Keilstück $WOW_1 = LOL_1$ und $W_1 O L_1 LK = WOLK$. Ferner ist $V . \overline{FQ} = V . \overline{MF} \sin\varphi = v . \overline{JJ_1}$ (S. 644), also

$$\overline{MF} = \frac{v\,\overline{JJ_1}}{V \sin\varphi}.$$

Abb. 14.

Da nun v als Dreieck und OL bzw. OL_1 als Höhe in demselben betrachtet werden kann, so ist:

$$v = {}^1/_2\,\overline{OL} . \overline{OL} \sin\varphi,$$

also

$$v . \overline{JJ_1} = {}^1/_2\,\overline{OL}^2 \sin\varphi\, {}^2/_3\,\overline{OL} . 2 = {}^2/_3\,\overline{OL}^3 \sin\varphi.$$

Hierin vertritt OL die halbe WL-Fläche, und $^2/_3 \, OL^3$ ist der Ausdruck für das Trägheitsmoment der WL-Fläche bez. auf die Symmetrieachse nach folgender Ableitung (Abb. 14 S. 645).

Trägheitsmoment von $du\,dx$ bez. auf Symmetrieachse $= u^2\,du\,dx$, dasjenige von $y\,dx = u^2 \int\limits_0^y du\,dx = {}^1/_3\, y^3\,dx$, dasjenige der ganzen WL-Fläche $= {}^2/_3 \int\limits_0^L y^3\,dx$. (Ueber die zahlenmäfsige Berechnung von $\overline{MF}$ S. 633.)

Zusammenhang zwischen St und $\overline{MG}$.

Den Verlauf der Kurve der Hebelarme von St kann man für die Anfangsneigungen durch Einzeichnen der Tangente mit Hülfe von $\overline{MG}$ prüfen (Abb. 15).

Abb. 15.

Bezeichnet man mit y die Hebelarme, x die Neigungen in Bogenmafs, α den Winkel der Tangente mit der x-Achse, so ist allgemein

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{dy}{dx}.$$

Für die Anfangsneigungen ist $y = \overline{MG} \sin \varphi$ (S. 645), $x = \varphi$,

also
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{d\,\overline{MG} \,.\, \sin \varphi}{d\varphi}.$$

Nun ist aber für die Anfangsneigungen $\overline{MG}$ konstant, $\dfrac{d \sin \varphi}{d\varphi} = \cos \varphi$, und $\cos \varphi$ für kleine Winkel $= 1$, mithin $\operatorname{tg} \alpha$ für die Anfangsneigungen $= \overline{MG}$.

Trägt man also im Stabilitätsdiagramm (Abb. 15) im Abstande $r = \dfrac{180^0}{\pi} = 57^0 3'$ von O^0 $\overline{MG}$ im Mafsstab der Hebelarme auf und verbindet den Endpunkt von $\overline{MG}$ mit O, so mufs die Verbindungslinie eine Tangente an den Anfang der St-Kurve sein.

Annäherungsformeln für $\overline{MF}$

nach Normand:
$$\overline{MF} = (0{,}008 + 0{,}0745\,\alpha^2)\,\frac{B^2}{T\,.\,\delta}$$
$$= \frac{L\,B^3}{V}\,\frac{\alpha^3}{2\,(\alpha + 1)\,(2\,\alpha + 1)},$$

nach M. H. Bauer:
$$\overline{MF} = \frac{B^2}{T}\,\frac{(2\,\alpha + 1)^3}{323\,\delta},$$

nach Sellentin:
$$\overline{MF} = \frac{B^2\,.\,\alpha^2}{11{,}6\,T\,.\,\delta},$$

nach N. Olsen:
$$\overline{MF} = \frac{B^2}{T\,.\,m},$$ worin

$m =$	12,50	12,10	11,70	11,30	10,90	10,50	10,00	9,26	8,46
für $\dfrac{\alpha}{\delta} =$	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9

Die **Höhenlage von F** läfst sich für Ueberschläge im allgemeinen leicht beurteilen und schätzen. **Annäherungsformel** dafür S. 641.

Erfahrungswerte für die Höhenlage von G S. 695, 710.

Erfahrungswerte für $\overline{MG}$ im beladenen und seefertigen Zustande.

Schiffsart	$\overline{MG}$
Grofse Schnelldampfer	0,2 bis 0,5 m
„ Postdampfer	0,2 „ 0,5 „
Kleinere Fracht- und Passagierdampfer	0,4 „ 0,6 „
Kanaldampfer	0,5 „ 0,9 „
Dampfyachten	0,5 „ 0,9 „
Grofse Frachtdampfer mit Poop, Brücke und Back	0,3 „ 0,7 „
Sturmdeck-Frachtdampfer	0,3 „ 0,6 „
Tankdampfer	0,3 „ 0,6 „
Kleine Frachtdampfer mit Aufbauten	0,3 „ 0,7 „
Fischdampfer	0,7 „ 0,8 „
Schlepper, Tonnenleger, Eisbrecher	0,5 „ 0,8 „
Kleinere Revierdampfer	0,5 „ 1,0 „
Flufsdampfer	1,0 „ 3,0 „
Barkassen	∼ 0,5 m
Grofse Segelschiffe (S. 681)	0,6 bis 0,8 „
Logger	0,5 „ 0,6 „
Grofse Segelyachten	1,0 „ 2,5 „
Kleine „	1,0 „ 1,5 „
Linienschiffe	1,0 „ 1,25 „ *)
Grofse Kreuzer	0,7 „ 1,05 „ *)
Kleine „	0,5 „ 0,8 „
Kanonenboote	0,5 „ 0,8 „
Grofse Torpedoboote	0,5 „ 0,8 „
Kleine „	0,4 „ 0,5 „

c. Ausführung der Stabilitätsrechnung mit Hülfe eines Integrators.

Dies ist das bequemste Verfahren zur Berechnung der Stabilität. (Ist kein Integrator, sondern ein Planimeter vorhanden, so ist das Verfahren von Liddell [Z. d. V. d. I. 1892 S. 1421] auch zu empfehlen. Vereinfachung durch Ulffers, s. Johow III. Aufl. S. 301.)

Abb. 16.

Auf eine Unterlage aus weifsem Zeichenpapier wird eine Gradeinteilung gezeichnet (10^0, 20^0, 30^0, 40^0 usw.), auf ein Stück Pauspapier vier Wasserlinien I, II, III, IV und die zu diesen winkelrechte Momentenachse $x—x$, und auf ein zweites Stück Pauspapier der vollständige Spantenrifs. Diese drei Papiere werden wie Abb. 16 übereinandergelegt. Bei

*) Bei neueren Konstruktionen > 2,0 m.

jeder Neigung geht die Momentenachse $x-x$ durch den Punkt K des Spantenrisses (Basislinie), und eine der Wasserlinien I, II, III, IV durch Seite Deck im ⊗. Dann wird der Integrator auf die Momentenachse $x-x$ eingestellt. Das oberste Papier mufs so grofs sein, dafs die Rollen des Integrators in keiner Stellung über den Rand hinauskommen können. Man umfährt sämtliche Spanten, die mit demselben Multiplikator multipliziert werden, zu gleicher Zeit und macht die Eintragung der Ablesungen und die Berechnung nach folgendem Beispiel (bei jeder Neigung für 4 Wasserlinien):

$$L = 136{,}0\ m : 10 = 13{,}60\ m : 3 = 4{,}53.$$

Mafsstab der Zeichnung 1 : 100. Bei anderen Mafsstäben sind die Unterschiede der Ablesungen mit entsprechenden Umrechnungszahlen zu multiplizieren (vgl. Berechnung des Linienrisses S. 633).

30° Krängung. Wasserlinie I.

Spant		Ablesungen der Flächenrolle	Unterschiede	Produkte für Verdrängung	Ablesungen der Momentenrolle	Unterschiede	Produkte für Schwerpunkt
0, 10	1/2	26,4	—	—	9881	—	—
1/2, 3, 5, 7, 9 1/2	2	135,8	109,4	218,8	9054	827	1654
1, 9	3/2	158,8	23,0	34,5	8952	102	153
2, 4, 6, 8	4	280,9	122,1	122,1	8024	928	3752
				741,7			5519

Verdrängung $= 741{,}7 \,.\, 4{,}53 = 3360$ cbm.

Hebelarm $\overline{KS}$ (Abb. 12 S. 644) $= 5519 : 741{,}7 \,.\, 0{,}6 = 4{,}458$ m.

Die Hebelarme werden in den sogenannten „Kreuzkurven" zusammengetragen (vgl. Kurvenblatt Abb. 5 S. 634 u. 635); indem man jeden Hebelarm auf der aus der Verdrängungsskala sich ergebenden Ordinate seiner zugehörigen Verdrängung von der Senkrechten nach rechts absetzt und die zu einer Neigung gehörigen Punkte durch eine Kurve verbindet. Aus diesen Kurven kann man nun für jede beliebige Verdrängung die Hebelarme KS entnehmen. Ist die zugehörige Lage von G (Annäherungswerte S. 695) bekannt, so ergeben sich die Ordinaten für die Kurve der Hebelarme der statischen Stabilität aus der Gleichung: $\overline{GH} = \overline{KS} - \overline{KG} \,.\, \sin\varphi$ (Abb. 12 S. 644).

Neigung	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
Sinus	0,1737	0,3420	0,5000	0,6428	0,7660	0,8660	0,9397	0,9848	1,000
$\overline{KS} =$ $-\overline{KG} \,.\, \sin\varphi =$									
$\overline{GH} =$									

Wenn man, wie oben gesagt, bei jeder Neigung eine Wasserlinie durch Seite Deck gelegt hat, so kann man eine Kurve für die

Neigungen, bei denen Seite Deck bei jeder beliebigen Wasserverdrängung eintaucht, durch Zeichnung ermitteln, wie auf dem Kurvenblatt Abb. 5 S. 634 u. 635 angedeutet (Abszissen = Neigungen, Ordinaten = Verdrängungen).

Um zwei weitere Punkte zum Zeichnen der „Kreuzkurven" zu erhalten, kann man die Momentenachse — anstatt durch K — durch den Verdrängungsschwerpunkt des vollständig untergetauchten Schiffes F_0 legen und außerdem bei jeder Neigung eine Tangente parallel zur WL an das Hauptspant ziehen. Der eine Punkt ist dann der erwähnte Verdr.-⊙ und liegt auf der Ordinatenachse, der andere liegt für jede Kreuzkurve im Abstande des Berührungspunktes des Hauptspantes mit der erwähnten Tangente von der Momentenachse. In diesem Falle ist $KS = KF_0 \cdot \sin \varphi +$ Hebelarm bzw. auf die F_0-Achse (Abb. 12 S. 644).

d. Krängungsversuch.

Er dient zur Bestimmung der Höhenlage des Gewichtschwerpunktes.

Vorbereitungen.

1. Es muſs möglichst windstill, und die Wasseroberfläche muſs ruhig sein.
2. Das spezifische Gewicht des Wassers ist festzustellen.
3. Das Schiff darf nur in der Längsrichtung vorn und hinten leicht vertäut werden und soll in der Richtung von etwa vorhandenem Strom oder Wind liegen.
4. Der Zustand des Schiffes ist sorgfältig festzustellen: Es darf keine Schlagseite haben; die Bilgen müssen trocken, alle beweglichen Gegenstände festgemacht, die Kessel müssen bis zum richtigen Wasserstande gefüllt sein; Inhalte der Bunker und Tanke und ihre Schwerpunkte sind genau zu ermitteln (Kohlenoberfläche möglichst wagerecht, Tanke entweder ganz voll oder ganz leer); fehlende und nicht an Bord gehörige bzw. nicht an ihrem richtigen Platz befindliche Gegenstände sind mit ihrem Gewicht und ihrer Schwerpunktlage zu vermerken.
5. Zwei bis drei möglichst lange und etwa 2 kg schwere Lote sind in der Mittelebene des Schiffes aufzuhängen, und vor ihrem unteren Ende ist ein wagerechtes Brett anzubringen, um darauf die Lotausschläge anmerken zu können. Die Länge der Lote vom Aufhängepunkt bis zu der Stelle, wo der Ausschlag gemessen wird, ist genau festzustellen.
6. Der Krängungsballast (gewöhnlich = 0,01 bis 0,03 P oder nach der Krängungsformel [s. u.] zu ermitteln, indem man eine Neigung von 2° annimmt und die Lage von G schätzt) wird symmetrisch auf Oberdeck an beiden Bordseiten so aufgebracht, daſs das Schiff parallel tiefer taucht, also ungefähr über dem Verdrängungs-⊙ der eintauchenden Schicht oder dem ⊙ der betreffenden WL. Gewicht und Schwerpunktlage des Ballastes der Höhe, der Breite und der Länge nach sind genau festzustellen, und seine Lagerung ist so einzurichten, daſs sein Schwerpunkt beim Uebergehen von einer Bordseite zur anderen genau in einer Querschiffebene wandert.

7. Die Mannschaft erhält einen bestimmten Platz angewiesen, wo sie während der Neigung still stehen mufs, oder sie mufs während der Neigung von Bord gehen.

Ausführung des Versuchs.

1. Der vordere und hintere Tiefgang werden genau gemessen.

2. Die Mittellage der Lote, sowie die Schwimmebene mittschiffs aufsenbords werden angemerkt.

3. Der Krängungsballast wird ganz nach der einen Schiffseite gebracht, und der Ausschlag der Lote sowie die Ein- und Austauchung an der Bordseite werden gemessen.

Um nötigenfalls eine durch die Krängung hervorgerufene Längsverschiebung des Verdrängungs-⊙ bestimmen zu können, kann man die Tiefgänge im geneigten Zustand prüfen.

4. Der Ballast wird in seine Anfangslagerung zurückgebracht und nachgeprüft, ob die Lote und das Schiff wieder in ihre Anfangslage zurückgekehrt sind.

5. Der Krängungsballast wird ganz nach der anderen Schiffseite gebracht, und die entsprechenden Messungen werden vorgenommen.

Berechnung der Lage von G (Abb. 17).

1. Mittelwert für $\operatorname{tg}\varphi$ bestimmen: $\operatorname{tg}\varphi =$ Lotausschlag durch Lotlänge $=$ Ein- oder Austauchung auf $^1/_2 L$ durch $^1/_2 B$.

Abb. 17.

2. Gewicht des Schiffes im Krängungszustande möglichst genau bestimmen $= P + p$.

3. $\overline{MG} = \dfrac{p\,d}{(P+p)\operatorname{tg}\varphi}$. Die Lage von M ergibt sich aus dem Kurvenblatt (S. 634 u. 636) oder bei starker Trimmlage des Schiffes durch Berechnung von $\dfrac{J}{V}$ (S. 632).

4. Die wirkliche Lage von G, nachdem der Krängungsballast, die Mannschaft und die übrigen nicht zum Schiffskörper gehörigen Gewichte entfernt und nachdem die fehlenden Gewichte hinzugefügt sind, erhält man unter Berücksichtigung der Bunker- und Tankinhalte durch eine diesbezügliche Momentenrechnung.

e. Aenderung der Stabilität bei Verschiebung von G der Höhe und Breite nach.

Ist das Kurvenblatt in der durch Abb. 5 S. 634 u. 635 dargestellten Vollständigkeit gezeichnet, so läfst sich für jede Verdrängung bzw. für jeden Tiefgang die zugehörige M-Lage und die Neigung, bei der das Deck zu Wasser kommt, unmittelbar daraus entnehmen und, wenn die Lage von G bekannt ist, rasch die zugehörige St-Kurve zeichnen.

Beispiel: Frachtdampfer 136,0 . 16,0 . 10,5 m.

Zustand des Schiffes	Stabilität
1) Schiff leer. Verdrängung = 5500 t Mittlerer Tiefgang = 3,70 m G über Oberkante Kiel = 7,35 m.	M über Oberkante Kiel = 7,80 m $\overline{MG} = 7{,}80 - 7{,}35 = 0{,}45$ m St = max bei 36° St = 0 bei 62°. — Oberdeck zu Wasser bei 40°.
2) Doppelboden mit 1300 t gefüllt. ⊙ des Doppelbodeninhalts = 0,6 m über Oberkante Kiel Verdrängung = 6800 t Mittlerer Tiefgang = 4,48 m	G über Oberkante Kiel $= \frac{5500 . 7{,}35 + 1300 . 0{,}6}{6800} = 6{,}06$ m M über Oberkante Kiel = 7,20 m $\overline{MG} = 7{,}20 - 6{,}06 = 1{,}14$ m St = max bei 50°. — Oberdeck zu Wasser bei 36°.
3) Schiff voll beladen. Schiff: 5500 t . 7,35 m = 40 425 mt Ladung: 6000 „ . 5,50 „ = 33 000 „ Kohlen: 1000 „ . 7,50 „ = 7 500 „ Wasser: 200 „ . 0,60 „ = 120 „ Verdrängung = 12 700 t 81 045 mt Mittlerer Tiefgang = 7,65 m.	G über Oberkante Kiel $= \frac{81\,045}{12\,700} = 6{,}40$ m M über Oberkante Kiel = 6,90 m $\overline{MG} = 6{,}90 - 6{,}40 = 0{,}50$ m St = max bei 34° St = 0 bei 65° Oberdeck zu Wasser bei $16^1/_2$°.
4) Schiff halb beladen, aufserdem 15 t an einem Ladebaum hängend. Schiff: 5500 t . 7,35 m = 40 425 mt Ladung: 3000 „ . 3,00 „ = 9 000 „ Kohlen: 500 „ . 3,75 „ = 1 875 „ Am Ladebaum: 15 „ . 22,00 „ = 330 „ Verdrängung = 9015 t 51 630 mt Mittlerer Tiefgang = 5,70 m.	G über Oberkante Kiel $= \frac{51\,630}{9015} = 5{,}72$ m M über Oberkante Kiel = 6,80 m $\overline{MG} = 6{,}80 - 5{,}72 = 1{,}08$ m St = max bei 50° Oberdeck zu Wasser bei 29°.
5) wie 4), Ladebaum ausgeschwungen. 15 t an einem Hebelarm von $d = 9{,}0$ m, senkrecht zur Mittschiffsebene gemessen.	G über Oberkante Kiel so gut wie nicht verändert. G parallel zu d verschoben um $GG_1 = \frac{15 . 9{,}0}{9015} = 0{,}015$ m.

Dadurch werden die Hebelarme der Stabilität um $0{,}015 . \cos \varphi$ verkürzt. Setzt man dieses Mafs, ausgerechnet für $\varphi = 0^0$, 10^0, 20^0 usw. von der *St*-Kurve des Falles 4, wo die Last am Ladebaum in der Mittschiffsebene angenommen ist, nach unten ab, so erhält man eine neue *St*-Kurve, und ihr Schnittpunkt mit der Abszissenachse gibt die Neigung an, welche die Last am ausgeschwungenen Ladebaum hervorruft. In diesem Falle beträgt die Krängung etwa $^3/_4{}^0$.

Bei kleinen Neigungen kann man die Krängung auch rechnen:

$$P . \overline{MG} . \sin \varphi = P . \overline{GG_1} . \cos \varphi,$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\overline{GG_1}}{\overline{MG}} = \frac{0{,}015}{1{,}08} = 0{,}014,$$

$$\varphi = \sim 45'.$$

(Angaben über Höhenlagen von G S. 695, 710).

f. Stabilität bei beweglicher Ladung.

Die Stabilität wird verringert, wenn der betr. Raum nicht ganz gefüllt ist, z. B. Ballasttank, Schwimmdock, Dockverschlufsponton, Getreideladung, Sandballast. Schüttladungen fangen erfahrungsgemäfs bei rd. 25^0 Neigung an überzugehen. Für Ueberschlagrechnungen setzt man $\overline{MF} = \frac{J - i}{V}$, worin J = Trägheitsmoment der Schwimmebene des Schiffes (bez. auf die Symmetrieachse), i = Trägheitsmoment der freien Oberfläche der beweglichen Ladung (bez. auf die Längsachse der freien Oberfläche), V = Verdrängung. Sind mehrere voneinander unabhängige freie Oberflächen vorhanden, so ist i die Summe ihrer Einzelträgheitsmomente bzw. auf die Einzellängsachsen.

(Ableitung hierfür ebenso wie für $MF = \frac{J}{V}$, S. 645.)

Wird dann $\overline{MG} < 0{,}2 . \overline{MF}$ so ist das Schiff nicht stabil genug.

Für ein genaueres Studium der Stabilitätsverhältnisse mufs man den inneren Raum einer der Stabilitätsrechnung (S. 647) ähnlichen Berechnung unterziehen, d. h. die Hebelarme der beweglichen Masse bei Neigungen bestimmen. Denn durch das Uebergehen der Ladung wird die Kraftrichtung des Schiffsgewichts einschl. Ladung um das Stück

$$\overline{GG_1} = \frac{p\,(d - \overline{KL} \sin \varphi)}{P + p}$$

Abb. 18.

(Abb. 18) verschoben, wenn p das Gewicht der beweglichen Ladung, d ihren Hebelarm, $\overline{KL}$ die Schwerpunkthöhe der Ladung in der aufrechten Lage, $P + p$ das Gesamtgewicht von Schiff und Ladung bedeutet. Dadurch geht von dem Hebelarm $\overline{GH}$ des statischen Stabili-

tätsmoments das Stück $\overline{GG_1}$ verloren. d kann, wie oben angegeben, mit Hülfe des Integrators und durch Auftragung der Ergebnisse ermittelt werden, $\overline{GG_1}$ wird nach obiger Gleichung berechnet, und die Ordinaten der St-Kurve ergeben sich aus der Gleichung: $\overline{G_1 H} = \overline{KS} - \overline{KG} \cdot \sin \varphi - \overline{GG_1}$.
Die St-Kurve hat unter Umständen einen negativen Teil. Ihr Schnittpunkt mit der Abszissenachse gibt dann die entstehende Schlagseite an. Zur vollständigen Beurteilung der eintretenden Verhältnisse gehört die Berücksichtigung der in dem Raum vorhandenen festen Gegenstände, der etwaigen Trimmänderung sowie der dynamischen Wirkungen der beweglichen Massen.

Ein gefahrbringendes Uebergehen wird vermieden durch Anbringen von Längsschotten oder durch Verkleinern der freien Oberfläche (Expansionsschächte bei Tankdampfern, Turmdampfer).

g. Stabilität bei Leck.

In diesem Falle ist Trimm (S. 657) und Stabilität zu gleicher Zeit zu untersuchen. Das Schiff sinkt tiefer ein, um einen Betrag gleich der wegfallenden Verdrängung oder dem eintretenden Wasser, geteilt durch (übrigbleibende) WL-Fläche. Die Veränderung der Stabilität und unter Umst. der aufrechten Schwimmlage ist eine Folge der Veränderung der Form des Verdrängungskörpers.

1. Während der Einströmungsperiode ist das eingetretene Wasser als bewegliche Ladung (S. 652) zu betrachten. Dabei ist auf die Veränderung der Höhenlage von G durch das eingedrungene Wasser besonders Rücksicht zu nehmen.

2. Ist ein Raum bis unter ein wasserdichtes Deck ganz voll gelaufen, so kann man entweder die eingetretene Wassermenge als hinzugekommenes Gewicht betrachten und die Stabilität für die vergröfserte Verdrängung und die veränderte Lage von G ermitteln (wie S. 651 gezeigt) oder für den übrigbleibenden Verdrängungskörper eine neue Stabilitätsrechnung wie S. 647 machen.

3. Hat das Wasser im Schiff eine freie Oberfläche in gleicher Höhe mit dem äufseren Wasserspiegel, so ist für den übrigbleibenden Verdrängungskörper eine neue Stabilitätsrechnung zu machen.

Liegt der vollgelaufene Raum einseitig, z. B. bei Längsschotten, so wird das Schiff immer eine Schlagseite bekommen, auch wenn es noch genügend Stabilität hat. Die St-Kurve bekommt dann einen negativen Teil, und ihr Schnittpunkt mit der Abszissenachse gibt die Krängung an.

h. Stabilität bei Grundberührung.

Durch Grundberührung wird die Stabilität eines Schiffes unter allen Umständen vermindert. Denn das aufrichtende Kräftepaar setzt sich in diesem Falle zusammen aus dem Schiffsgewicht und der Mittelkraft aus Kieldruck und (übrigbleibendem) Auftrieb. Diese Mittelkraft mufs näher an der Kraftrichtung durch G liegen als die Auftriebsrichtung durch F_φ bei frei schwimmendem Schiff. Die Anfangsstabilität wird nicht mehr durch $\overline{MG}$ gekennzeichnet. Das Loskommen wird

erleichtert durch Verschiebung von Gewichten an Bord, durch Winddruck auf die Segel oder durch Erzeugen von Schlingerbewegungen. Bei fallendem Wasser mufs das Schiff abgestützt werden, um ein Umfallen zu verhüten.

i. Stabilität unter Segel.

In Abb. 19 ist:

dc die Stellung der Segel,
gk die Richtung und Stärke des Windes,
gi der winkelrechte Druck auf die Segelfläche,
ki die nach Lee abgleitende Kraft,
fg die vorwärtstreibende Kraft,
$fi = W$ die neigende und die Abtrift verursachende Kraft,
φ der Neigungswinkel,
A die Segelfläche,
h die Höhe des Segelschwerpunktes über dem Schwerpunkt des eingetauchten Längenplans,
p der Winddruck auf die Flächeneinheit (Beaufort-Skala, S. 655).

Abb. 19.

Abb. 20.

Abb. 21.

Es ist $W = pA\cos\varphi$.

$$Wh\cos\varphi = pAh\cos^2\varphi = P\,.\,\overline{MG}\,.\,\sin\varphi,$$

$$pAh\,(1 - \sin^2\varphi) = P\,.\,\overline{MG}\,.\,\sin\varphi.$$

Da φ beim Segeln < 8 bis 10^0, so kann $\sin^2\varphi$ vernachlässigt werden, also

$$\sin\varphi = \frac{pAh}{P\,.\,\overline{MG}}.$$

Da nun φ und p für alle Schiffe gleich sind, so kann das Verhältnis $\frac{Ah}{P.\overline{MG}}$ als Mafsstab für die Bemastung der Segelschiffe benutzt werden.

Ordinaten der Winddruckkurve $= pAh \cos^2 \varphi$ (Abb. 20).

Bei gleichmäfsigem Wind neigt sich das Schiff so weit nach Lee, bis das statische Stabilitätsmoment St gleich dem Moment $pAh \cos^2 \varphi$ wird, d. h. bis die Windkurve die St-Kurve schneidet. Bei einer plötzlich einfallenden Bö aber neigt sich das Schiff so weit nach Lee, bis die mechanische Arbeit des Winddrucks gleich der mechanischen Arbeit des Stabilitätsmoments St wird, d. h. bis die von den beiden Kurven eingeschlossenen Flächen oder die Differenzflächen gleich sind. Dieser Winkel ist annähernd doppelt so grofs wie der Winkel, bis zu dem das Schiff bei gleichmäfsigem Wind von derselben Stärke überliegen würde.

Um den Einflufs des Seegangs zu berücksichtigen, soll sich nach Rankine die Reservestabilität, d. i. das Stück der St-Kurve, das aufserhalb der Windkurve liegt, über mindestens 39^0 erstrecken. Man zeichne die St-Kurve nach Abb. 21 auf einen Zylinder aufgewickelt und ziehe von 90^0 aus eine Gerade (aufgewickelte Windkurve) so, dafs 39^0 von der St-Kurve abgeschnitten werden. Bis zur Hälfte des dem Schnittpunkt a entsprechenden Winkels darf das Schiff bei gleichmäfsigem Wind und Seegang ohne Gefahr geneigt werden. Daraus ergibt sich das für diesen Fall erlaubte Segelmoment.

Um zu untersuchen, welchen plötzlich auftretenden Winddruck ein Schiff in einem bestimmten Zustand aushalten kann, ohne zu kentern, mufs man in die St-Kurve eine Windkurve so hineinzeichnen (Abb. 20), dafs die Flächen pmn und msq gleich werden. Der zulässige Winddruck ist gleich der Ordinate np der Windkurve, geteilt durch Ah.

Für die meisten Häfen der Erde kann man nach Middendorf als gröfste vorkommende Windpressung 80 bis 100 kg/qm rechnen; doch kommen z. B. in Triest Stöfse bis zu 200 kg/qm vor.

Beaufort-Skala.

Wind						Seegang		
Stärke	Bezeichnung	mittl. Geschw. m i. 1 sk	Geschw.-Grenze n. oben m i. 1 sk	Winddruck mittlerer kg/qm	Winddruck Grenze n. oben kg/qm	Stärke	Bezeichnung	Wellenhöhe m
0	Windstille oder sehr leiser Zug	0,3	1	0,008	0,086	0	Vollkommen glatte See	0
1	Leiser Zug	1,7	2	0,25	0,34	1	Sehr ruhige „	< 1
2	Flaue Brise	3,1	4	0,82	1,37	2	Ruhige „	1 bis 2
3	Leichte „	4,8	6	1,97	3,08	3	Leicht bewegte „	2 „ 3
4	Mäfsige „	6,7	8	3,84	5,48	4	Mäfsig „ „	3 „ 4
5	Frische „	8,8	10	6,64	8,56	5	Ziemlich grobe „	4 „ 5
6	Steife „	10,7	12	9,81	12,32	6	Grobe, unruhige „	6 „ 7
7	Harter Wind	12,9	14	14,25	16,78	7	Hohe „	8 „ 9
8	Stürmischer Wind	15,4	17	20,30	24,75			
9	Sturm	18,0	20	27,70	34,25	8	Sehr hohe „	10 „ 12
10	Starker Sturm	21,0	23	37,70	45,30			
11	Schwerer „	24,0	30	?	77,00	9	Heftige Sturm- „ / Gewaltig schwere „	> 12
12	Orkan	> 27	> 30	?	> 77,00			

Nach dem Artikel von C. Busemann in der Zeitschrift „Der Brückenbau", Jg. 1912, Heft 16 S. 285 sind die älteren und die englischen Angaben über Windgeschwindigkeit und Winddruck zu hoch. Es werden vorstehende Werte von Professor Köppen (Archiv der deutschen Seewarte 1898 Nr. 5) als brauchbar empfohlen (vgl. auch I. Bd. S. 355 ff, Mechanik luftförmiger Körper).

k. Schlingern.

Schlingerbewegungen sind abhängig von dem Stabilitätsmoment St und dem Massenträgheitsmoment J des Schiffes. Zur Bestimmung von J macht man den Schlingerversuch. Durch taktmäfsig von einer Bordseite zur anderen überlaufende Leute, deren Anzahl $= {}^2/_3\, P$ sein soll, bringt man das Schiff in Schwingungen. Vorbereitungen für diesen Versuch wie beim Krängungsversuch S. 649. Es sind wenigstens drei Versuche zu machen.

Man beobachtet: 1. die Zahl der Schwingungen in 1 min,
2. die Gröfse der einzelnen Ausschlagwinkel.

Die zeichnerische Darstellung der Beobachtungen (Abszissen = Zeiten, Ordinaten = Winkelgröfsen) ergibt die Ausschwingungskurve.

Dann ist $J = \frac{T^2 P \,.\, \overline{MG}}{\pi^2}$ (ohne Berücksichtigung der Widerstände durch Reibung usw.), worin T die Zeit einer einfachen Schwingung von StB nach BB (Periode), P das Schiffsgewicht.

Eine Aenderung von St hat mehr Einflufs auf T als eine Veränderung von J.

Ist J grofs (z. B. bei Linienschiffen), so darf St auch grofs sein. G sollte bei Neukonstruktion möglichst in die Schwimmebene gelegt werden.

Macht man die Schlingerversuche mit einem Modell, so gelten folgende Beziehungen:

Verhältnis der	Abmessungen	$= 1 : n$
„ „	Verdrängungen	$= 1 : n^3$
„ „	Ausschläge	$= 1 : 1$
„ „	Schwingungsdauer	$= 1 : \sqrt{n}$
„ „	Schwingungszeit	$= 1 : \sqrt{n}$.

Wellen: Die theoretische Form der Welle ist eine Trochoide. Ist l die Wellenlänge, t die Wellenperiode, v die Wellengeschwindigkeit, so ist annähernd:

$$v = \frac{l}{t} = 1{,}56\, t = 1{,}25 \sqrt{l}$$

$$t = 0{,}8 \sqrt{l} = 0{,}64\, v, \quad l = 1{,}56\, t^2 = 0{,}64\, v^2.$$

Schiff im Seegang: Sätze von Rankine:

1. Durch die Stabilität wird die Mittschiffsebene winkelrecht zu der durch den Verdrängungsschwerpunkt gehenden Wellenlinie gehalten.

2. Ein Schiff mit grofser Stabilität und geringem Kielwiderstand rollt wie ein Flofs mit den Wellen.

3. Ein Schiff, dessen Schlingerperiode sich zur Wellenperiode verhält wie $\sqrt{2}:1$, rollt wie ein aufrecht schwimmendes Brett, also gegen die Wellen.

4. Ein Schiff, bei dem das Verhältnis seiner Schlingerperiode zur Wellenperiode $< \sqrt{2}:1$ ist, rollt mit größeren Neigungswinkeln, als die Neigungswinkel der Wellen sind, und schwimmt aufrecht vor dem Eintreffen eines Wellenberges oder -tales.

5. Ist die Schlingerperiode des Schiffes gleich der Wellenperiode, so rollt das Schiff am heftigsten, u. zw. um so heftiger, je kleiner der Kielwiderstand ist.

6. Ein Schiff, bei dem das Verhältnis seiner Schlingerperiode zur Wellenperiode $> \sqrt{2}:1$ ist, rollt mit kleineren Neigungswinkeln, als die Neigungswinkel der Wellen sind, und schwimmt aufrecht nach dem Vorübergehen eines Wellenberges oder -tales.

Die Schlingerbewegungen werden gemildert:

1. durch die Unregelmäfsigkeit der Wellenbildung,
2. durch die Fortbewegung des Schiffes,
3. durch Luftwiderstand (Segel),
4. durch Reibung des Wassers und der Luft,
5. durch Schlingerkiele (Fläche $\sim {}^1/_{10}$ der WL-Fläche),
6. durch Wasserzellen mit freiem Wasser (Inhalt $\sim 0{,}01$ bis $0{,}02\ P$).

(„Schlingertanks" s. Jahrb. d. Schiffbautechn. Ges. 1910.)

F. Trimm.

„Trimm" ist dasselbe für die Querachse des Schiffes, was „Stabilität" für die Längsachse ist, und es gelten die entsprechenden geometrischen Ableitungen (S. 644 und Abb. 22).

Abb. 22.

a. Einheits-Trimm-Moment.

Eine Trimmänderung wird durch ein von einer Gewichtsverschiebung hervorgebrachtes Trimm-Moment $p \cdot d$ (Abb. 23) bewirkt.

Nach dem auf S. 644 erwähnten Verschiebungsgesetz ist dann

$$\overline{GG_1} : d = p : P,$$

$$p \cdot d = P \cdot \overline{GG_1}.$$

Nun ist (Abb. 23)

$$\overline{GG_1} = \overline{M'G} \cdot \operatorname{tg}\varphi, \text{ also}$$

$$p \cdot d = P \cdot \overline{M'G} \cdot \operatorname{tg}\varphi,$$

somit

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{p \cdot d}{P \cdot \overline{M'G}}.$$

Ferner ist $a = L_1 \operatorname{tg}\varphi$ und $b = L_2 \operatorname{tg}\varphi$, also die Gesamttauchungsänderung

$$a + b = L\,\frac{p \cdot d}{P \cdot \overline{M'G}}.$$

Für 1 m Gesamttauchungsänderung ist also das erforderliche „Einheits-Trimm-Moment"

$$T_r = \frac{P \cdot \overline{M'G}}{L} \quad \text{(S. 634)}.$$

Für $M'G$ kann in diesem Falle mit genügender Genauigkeit $\overline{M'F}$ genommen werden.

T_r dient zur Berechnung kleiner Trimmänderungen, da diese sich wie die zugehörigen Trimm-Momente verhalten.

Abb. 23.

Ist also (Abb. 23) $p \cdot d$ gegeben, a und b gesucht, so ist $a + b = \frac{p \cdot d}{T_r}$. Unter der Annahme, dafs die geneigte WL durch den ⊙ der ursprünglichen WL geht, ist dann $a = (a + b)\frac{L_1}{L}$, $b = (a + b)\frac{L_2}{L}$, d. h. die Tauchungsänderungen an den Perpendikeln sind proportional den Stücken, in die der Schwerpunkt der Schwimmebene die Länge zwischen Perpendikeln teilt.

Ist p ein hinzukommendes oder wegzunehmendes Gewicht, so läfst man das Schiff zunächst um ein entsprechendes Stück parallel ein- oder austauchen und macht dann die Trimmrechnung für die neue WL.

Annäherungsformeln für $\overline{M'F}$

nach Normand: $\overline{M'F} = (0{,}008 + 0{,}077\,\alpha^2)\,\frac{L^3}{T\delta} \sim 0{,}0718\,\alpha^2\,\frac{L^3}{T \cdot \delta}$

nach Sellentin: $\overline{M'F} = \frac{L^3 \cdot \alpha^2}{13{,}5 \cdot T \cdot \delta}$.

b. Interpolationsverfahren mit Hülfe der F-Kurven für 2 m Trimm.

(Vgl. den Aufsatz von E. Zetzmann, Schiffbau IV. Jg. S. 761.)

Die Vorarbeiten hierfür sind bei der Anfertigung des Kurvenblatts (S. 634 u. 636) zu machen; nämlich die Herstellung der Kurven für F und der Kurven des Verdrängungsunterschiedes bei 2 m Trimm (S. 661).

Abb. 24.

Will man nun für eine bestimmte Verdrängung und zugehörige Lage von G den vorderen und hinteren Tiefgang wissen, so projiziert man die Schnittpunkte der drei F-Kurven mit einer Wagerechten durch die betr. Verdrängungsordinate in ein Netz (Abb. 24), erhält so eine neue Kurve für F und in dem Mafs x den gesuchten Trimm. Aus den Kurven „Verdrängungsunterschied“ entnimmt man den zugehörigen Gewinn oder Verlust an Verdrängung für 2 m Trimm und kann daraus die Verdrängungsänderung für den vorliegenden Fall entweder auch graphisch interpolieren oder durch folgende Gleichung ermitteln:

Verdrängungsänderung

$$\text{für Trimm } x = \frac{\text{Verdrängungsänderung für 2 m} \cdot x}{2 \text{ m}}.$$

Ergibt die Interpolation also z. B. eine Steuerlastigkeit, so ist:

Unberichtigter mittlerer Tiefgang	=	..... m (f. 0,0 m Trimm)
— Austauchung f. Steuerlastigkeit	= — ..... „	
Mittlerer Tiefgang	= ..... m	
+ $^1/_2$ Steuerlastigkeit x	= + ... „	
Hinterer Tiefgang	= ..... m	

Ebenso ergibt sich mit sinngemäfsen Aenderungen der vordere Tiefgang. Bei grofsen Trimmänderungen ist stets eine Nachprüfung mit Hülfe der Spantflächenkurven nötig.

Der Fehler, welcher bei diesem Verfahren dadurch begangen wird, dafs die Aenderung der Kraftrichtungen beim Trimmen vernachlässigt wird, ist so klein, dafs er nicht berücksichtigt zu werden braucht.

c. Leckrechnung. (Vgl. auch Schottenrechnung S. 668.)

α) Ueberschlagrechnung.

Man betrachtet das Gewicht des in die lecke Abteilung (bis zur ursprünglichen WL) eingedrungenen Wassers als hinzugefügtes Gewicht und verfährt wie unter a (S. 668).

β) Rechnung mit Hülfe des veränderten Trimm-Moments Tr_1 für das lecke Schiff.

Die vollgelaufene Abteilung wird als weggefallene Wasserverdrängung betrachtet. Dann sind folgende Rechnungen auszuführen:

1. Verdrängung der volllaufenden Abteilung bis zur ursprünglichen WL $= v$.
2. Uebrigbleibende WL-Fläche $= WL_1$.
3. Parallele Tiefertauchung $= \frac{v}{WL_1}$.
4. Schwerpunkt des neuen Verdrängungskörpers $= F_1$.
5. Trimmendes Moment $= P \cdot \overline{F_1 G}$ (wagerechte Projektion).
6. $\overline{M'G}$ bzw. $\overline{M'F_1}$ für den neuen Verdrängungskörper
   α) Flächen der WL-Teile $= f_1, f_2$,
   β) Schwerpunkte von f_1, f_2; ihr Abstand voneinander $= a$,
   γ) Trägheitsmomente von f_1 und f_2, bezogen auf ihre Schwerpunkte $= i_1, i_2$,
   δ) gemeinsames Trägheitsmoment der WL-Teile, bezogen auf ihren gemeinsamen Schwerpunkt
   $$J_1 = i_1 + i_2 + \frac{f_1 f_2 a^2}{f_1 + f_2},$$
   ε) $\overline{M'F_1} = \frac{J_1}{V}$.
7. Tr_1 (Trimm-Moment für 1 m Trimm) für den neuen Verdrängungskörper $= \frac{\overline{M'F_1} \cdot P}{L}$ (angenähert).

8. Gesamttauchungsänderung $= \frac{P \cdot \overline{F_1 G}}{Tr_1}$.
9. Verteilung auf vorderen und hinteren Tiefgang nach dem Schwerpunktabstande der übriggebliebenen WL.-Fläche von den Enden (s. o.).
10. Nachprüfung nach Spantflächenkurven.

γ) Interpolationsverfahren mit Hülfe der *F*-Kurven für 2 m Trimm.

(Aus dem Aufsatz von E. Zetzmann, Schiffbau IV. Jg. S. 761.)

Beispiel (Abb. 25): Verdrängung des Schiffes = 3432 cbm
Gewicht ⊙ *G* hinter Mitte = 4,48 m.
Abteilung Spt. 64 bis 77 überflutet.

Abb. 25.

1. Vorrechnung, um die Gröfse der wegfallenden Verdrängung zu ermitteln.

	2 m Steuerlastigkeit	Gleichlastigkeit	2 m Kopflastigkeit
	Tauchung CWL — 1 m.		
Wegf. Verdrängung	299 cbm	344 cbm	384 cbm
Unterschied . . .	344 − 299 = 45 cbm		384 − 344 = 40 cbm
⊙ vor HP . . .	69,92 m	70,04 m	70,12 m

	2 m Steuerlastigkeit	Gleichlastigkeit	2 m Kopflastigkeit
	Tauchung CWL.		
Wegf. Verdrängung	423 cbm	470 cbm	514 cbm
Unterschied . . .	470 − 423 = 47 cbm		514 − 470 = 44 cbm
⊙ vor HP . . .	69,98 m	70,06 m	70,17 m
	Tauchung CWL + 0,5 m.		
Wegf. Verdrängung	493 cbm	540 cbm	584 cbm
Unterschied . . .	540 − 493 = 47 cbm		584 − 540 = 44 cbm
⊙ vor HP . . .	70,01 m	70,07 m	70,15 m
	Tauchung CWL + 1,5 m.		
Wegf. Verdrängung	617 cbm	666 cbm	716 cbm
Unterschied . . .	666 − 617 = 49 cbm		716 − 666 = 50 cbm
⊙ vor HP . . .	70,05 m	70,11 m	70,17 m.

Die Ergebnisse dieser Rechnung werden wie folgt aufgetragen:

1. Von der Verdrängungsskala für das unverletzte Schiff (gleichlastige Lage) werden die wegfallenden Verdrängungen für Gleichlastigkeit nach links abgesetzt, so dafs die „Verdrängungsskala für das lecke Schiff" (gleichlastige Lage) entsteht.

2. Die Verringerung und Vergröfserung des wegfallenden Teils infolge der Trimmänderung (2 m) werden als Kurven aufgetragen.

2. Schlufsrechnung, um den vorderen und hinteren Tiefgang des lecken Schiffes zu ermitteln.

Unberichtigter mittlerer Tiefgang aus der „Verdrängungsskala für das lecke Schiff" = CWL + 0,8 m.

Hierfür:

	2 m Steuerlastigkeit	Gleichlastigkeit	2 m Kopflastigkeit
Vdg. d. unverl. Schiffes	4004 + 125 = 4129 cbm	4004 cbm	4004 − 105 = 3899 cbm
Wegf. Verdrängung .	572 − 47 = 525 „	572 „	572 + 45 = 617 „
Vdg. d. lecken Schiffes	3604 cbm	3432 cbm	3282 cbm
Urspr. Verdrängung .	3432 „	3432 „	3432 „
Unterschied	zu viel: 172 cbm	0 cbm	zu wenig: 150 cbm

Verdrängungsänderung für 1 m Tiefgangsänderung (gleichlastig) aus der „Verdrängungsskala des lecken Schiffes" = 855 cbm.

Demnach: Austauchung für 2 m Steuerlastigkeit $= \frac{172}{855} = 0{,}20$ m,

Eintauchung „ 2 m Kopflastigkeit $= \frac{150}{855} = 0{,}17$ m.

Dann wird:

	2 m Steuerlastigkeit	Gleichlastigkeit	2 m Kopflastigkeit
Mittlerer Tiefgang	CWL + 0,80 − 0,20 m	CWL + 0,80 m	CWL + 0,80 + 0,17 m
Vdg. d. unverl. Schiffes . .	3806 + 122 = 3928 cbm	4004 cbm	4178 − 108 = 4070 cbm
Wegfallende Verdrängung .	543 − 47 = 496 „	572 „	592 + 46 = 638 „
Vdg. d. lecken Schiffes . .	3432 cbm	3432 cbm	3432 cbm

Entnimmt man nun die Schwerpunkte für das unverletzte Schiff aus dem Kurvenblatt und interpoliert die Schwerpunkte für die wegfallenden Teile aus der „Vorrechnung" (s. o.), so kann man folgende Rechnung ausführen:

	2 m Steuerlastigkeit			Gleichlastigkeit			2 m Kopflastigkeit		
	cbm	⊙ L	Moment L	cbm	⊙ L	Moment L	cbm	⊙ L	Moment L
Unverletztes Schiff . .	3928	44,68	175 503	4005	47,43	189 957	4070	50,10	203 907
Wegfallender Teil . . .	496	70,01	34 723	572	70,08	40 086	638	70,16	44 762
Leckes Schiff	3432	41,02	140 778	3432	43,63	149 877	3432	46,31	159 145

Diese Werte ergeben die Kurve der „Verdrängungsschwerpunkte des lecken Schiffes für verschiedene Trimmlagen", und ihr Schnittpunkt mit dem Lot durch G ergibt eine Kopflastigkeit von 2,8 m. Natürlich ist eine Nachprüfung mit Hülfe der Spantflächenkurven auszuführen.

Bei Leckrechnungen ist stets auch die Stabilität zu untersuchen.

d. Verlängerung eines Schiffes.

Die Rechnungen sind in ähnlicher Weise wie die Leckrechnungen durchzuführen. Ueberall, wo dort etwas wegfällt, kommt hier etwas hinzu.

G. Stapellauf.

1. **Fall der Ablaufbahn** (Schmierplanken):

für kleine Schiffe = 1 : 12 bis 1 : 14,
„ mittlere „ = 1 : 16 „ 1 : 18,
„ grofse „ = 1 : 20 „ 1 : 24,

am besten kreisbogenförmig mit $R = 8000$ bis 10 000 m.

2. **Ablaufgewicht** (Schiff + Schlitten + innere Abstützungen + Ballast + Anker und Ketten).

Fertigstellungsgrad des Schiffskörpers beim Stapellauf:
bei Kriegsschiffen und Schnelldampfern ∼ 40 %,
„ gewöhnlichen Handelsdampfern . . ∼ 75 „ ,
„ Segelschiffen . . . . ∼ 75 „ .

Gewicht des Schlittens ungefähr gleich seinem Deplacement.

3. **Flächendruck** des Schlittens gewöhnlich rd. 20 t/qm, nicht über 40 t/qm.

4. **Reibungszahl** im Mittel $\mu = 0{,}04$.

5. **Schubkraft** parallel zur Ablaufbahn $= P \sin \alpha - \mu P \cos \alpha$, worin
$P =$ Ablaufgewicht,
$\alpha =$ Neigungswinkel der Ablaufbahn.

6. **Erforderliche Länge der Helling**, damit kein „Dumpen" eintritt, d. h. damit das Vorderende des Schlittens bis zum Freischwimmen unterstützt ist, ergibt sich durch Berechnung der nach dem Stapellauf zu erwartenden Trimmlage des Schiffes.

7. **Das Schiff schwimmt hinten auf**, sobald die Momente des Auftriebs und des Schiffsgewichtes, bezogen auf Vorkante Schlitten, gleich sind (Abb. 26, Kurve B und C).

Gewöhnlich schwimmt das Schiff erst später auf, als die theoretische Berechnung ergibt. Doch tritt auch bisweilen das Gegenteil ein bei

Abb. 26.

einem kleinen Becken, wenn der Wasserstand durch die Verdrängung des eintauchenden Schiffes plötzlich erhöht wird.

8. **Tiefgang** vor dem Aufschwimmen (am gröfsten achtern im Augenblick des Aufschwimmens) = durchlaufene Strecke vom Eintauchen ab $\times \sin \alpha$.

9. **Kippmoment** = Moment des Schiffsgewichtes, bezogen auf Unterende der Ablaufbahn, mufs kleiner sein als das entsprechende Auftriebsmoment (Abb. 26, Kurve E und D). Es ist gut, wenn E und D nahe beieinander liegen, da dann hohe Biegungsbeanspruchungen vermieden werden.

10. **Kantenpressung** am Unterende der Ablaufbahn vor dem Aufschwimmen wird aus den Gleichgewichtsbedingungen des Kräftesystems, bezogen auf Unterende Ablaufbahn, bestimmt (Abb. 27 u. 28).

1. $R = P - D$,
2. $R \cdot a = P \cdot b \pm D \cdot c$,

Abb. 27.

Abb. 28.

I-Kantenpressung
II-Max.-Biegemomente vor dem Aufschwimmen

wenn: P = Schiffsgewicht,
D = Verdrängung des eingetauchten Schiffsteiles,
R = Druck auf die Helling,
a, b, c = Schwerpunkt- (bzw. Angriffspunkt-)abstände von Unterende Ablaufbahn,
h = noch auf der Ablaufbahn befindliche Länge des Schlittens.

Gleichungen zur Berechnung der Seiten A und B der den Schlittendruck R darstellenden Trapeze (Abb. 27 u. 28).

$$A = 2\,R\,\frac{2\,h - 3\,a}{h^2} = \text{Kantenpressung (Kurve I)},$$

$$B = 2\,R\,\frac{3\,a - h}{h^2} = \text{Druck auf Vorkante Schlitten}.$$

11. **Druck auf Vorkante Schlitten** nach dem Aufschwimmen $= P - D$ (Abb. 29). Sein Höchstwert im Augenblick des Aufschwimmens soll 0,25 bis 0,30 . P nicht überschreiten.

Abb. 29.

12. **Biegemomente vor dem Aufschwimmen** (Abb. 27 u. 28 und Abschn. O. Festigkeitsrechnung S. 711). In Abb. 27 sind Scherkraft — und Biegemomentenkurve für einen einzelnen Gleichgewichtszustand gezeichnet, in Abb. 28 sind die Maximalbiegemomente durch Kurve II verbunden. Es herrscht oben Zug und unten Druck.

13. **Biegemomente nach dem Aufschwimmen** (Abb. 29 und Abschn. O. Festigkeitsrechnung S. 711). Das Maximalmoment tritt im Augenblick des Aufschwimmens auf, wenn das Schiff um Vorkante Schlitten dreht.

14. **Widerstandsmomente der Schiffsquerschnitte** sowie Untersuchung der Beanspruchungen beim Stapellauf nach Feststellung der wirklich eingebauten und fest vernieteten Verbandteile (Abschn. O. S. 711).

Zur Stapellaufrechnung gehört eine Untersuchung der Stabilität nach dem Ablauf (s. Jahrb. d. Schiffbautechn. Ges. Bd. 9 S. 439).

Mittlere Ablaufgeschwindigkeit = 4 bis 5 m/sk.

Für das Aufschleppen

gelten dieselben Formeln und Rechnungsweisen wie für den Stapellauf in umgekehrter Weise, doch ist der Reibungswert $\mu = 0{,}15$ bis 0,20 zu setzen. Das Schiff wird am besten vor dem Aufschleppen steuerlastig getrimmt. Am vorteilhaftesten ist es, die Schiffe quer aufzuschleppen.

H. Freibord.

Ueber den Freibord ausgeführter Schiffe ($T : H$) vgl. Tafel S. 638 u. 639.

Tafeln zur Bestimmung des Freibords, die auch für Entwürfe benutzbar sind, sind von der deutschen See-Berufsgenossenschaft,*) dem Board of Trade,**) dem Britischen Lloyd und dem Bureau Veritas herausgegeben worden, und es bestehen internationale Abmachungen, nach denen die Freibordmarken in den verschiedenen Ländern gegenseitig anerkannt werden.

Die endgültige Festsetzung des Freibords sowie die Ausstellung des Freibordzertifikats erfolgt nur nach Aufmafsen an Bord.

Beispiel für die Bestimmung des Freibords nach den Vorschriften der See-Berufsgenossenschaft.

Schiffsart: Fracht- und Passagierdampfer. Klasse: Germanischer Lloyd mit Freibord.

Länge zwischen den Steven . . . = 133,50 m
Breite über Spanten . . . . = 17,00 „
Seitenhöhe . . . . = 11,54 „

$$\delta = \frac{\text{Depl. a. Spanten}}{L \, . \, B \, . \, T} = 0{,}75.$$

1. **Gröfsen zur Benutzung der Tafeln:**

Seitenhöhe bis H. D. . . . . . . = 11,540 m
Stringerplatte . . . . = 0,019 „
Holzdeck (interpoliert) . . . . . . = 0,055 „
T = Seitentiefe für Freibord . . . = 11,614 m
δ für Freibord = 0,75 + 0,02 . . = 0,77
Länge zwischen den Steven . . . = 133,500 m
Vorsteven . . . . = 0,265 „
Rudersteven . . . . = 0,265 „
L = Länge für Freibord . . . . . = 134,030 m

2. **Freibord nach Tafel** . . . . A B

	A	B
für T = 11,500 m	3,085 m	2,049 m
„ „ = 11,650 „	3,140 „	2,104 „
„ „ = 11,614 „	3,127 m	2,091 m

Unterschied zwischen A und B = 1,036 m.

3. **Korrektur für Aufbauten:**

	Höhe	Länge geschlossen	offen	für Freibord
Quarterdeck .	—	—	—	—
Poop	—	—	—	—
Brücke	2,70	54,80	—	54,80
Back	2,44	12,50	17,00	25,20
				l = 80,00

$$l : L = 80{,}0 : 134{,}03 = 0{,}596 \, . \, 0{,}81 = 0{,}483,$$

Korrektur für Aufbauten = 1,036 . 0,483 = — 0,500 m.

*) Zu beziehen von der See-Berufsgenossenschaft Hamburg, Zippelhaus 18.
**) Instructions to Surveyors — Tables of Freeboard 1909. Wyman & Sons Ltd. Fetter Lane, London E. C.

4. Korrektur für Well:

Länge der Well = —; 1% von T = + —.

5. Korrektur für Länge:

Länge nach Tafel interpoliert . . . . . = 139,370 m
L = Länge für Freibord . . . . = 134,030 „
Unterschied = 5,340 m

Korrektur nach Tafel B = 5,340 . 0,007 . 0,596 = 0,022 m
„ „ „ A = 5,340 . 0,014 . 0,404 = + 0,030 „
Korrektur für Länge = — 0,052 m

6. Korrektur für Sprung:

Sprung am Hintersteven . . . . = 1,20 m
„ auf $^1/_4$ L von hinten . . . . = 0,15 „
„ „ $^1/_2$ L . . . . = — „
„ „ $^1/_4$ L von vorn . . . . . = 0,70 „
„ am Vorsteven . . . . = 2,60 „
Mittlerer Sprung . . . . = 4,65m · $^1/_4$ = 1,160 m
Sprung nach Tafel interpoliert . . . . = 1,019 „
Unterschied = 0,141 m
Korrektur für Sprung = $^1/_4$. 0,141 = — 0,035 m

7. Schlufsrechnung:

Freibord nach Tafel A . . . . = 3,127 m
Korrektur für Aufbauten . . . . = — 0 500 „
2,627 m
Korrektur für Well . . . . = +
2,627 m
Korrektur für Länge . . . . = — 0,052 „
2,575 m
Korrektur für Sprung . . . . = — 0,035 „
Sommerfreibord . . . . = 2,540 „
Seitentiefe T . . . . = 11,614 „
Tiefe bis Oberkante Kiel . . . . = 9,074 m
Kiel . . . . = + 0,028 „
Tiefgang einschliefslich Kiel . . . . . = 9,102 m

Wenn das Schiff „Klasse mit Freibord“ des Germanischen Lloyd erhalten soll, so ist folgende Rechnung erforderlich:

$$(B + H) . L = 3810; \; Q = \frac{U + B}{2} . 0{,}92 = 25{,}55; \; Q . L = 3410;$$

$$RT = 10{,}76; \; \text{Deckhöhe} = 2{,}44 \text{ m}.$$

Schwächung der Längsverbände J = 8 % . 0,6 = 4,8 %
„ „ Querverbände Q = 6 „ . 0,4 = 2,4 „
Das Schiff ist also schwächer gebaut um . . 7,2 %.

Korrektur für Aufbauten wird multipliziert mit 0,75,
Zuschlag für geringere Materialstärken wird multipliziert mit . 0,562.

1. **Seitentiefe zur Benutzung der Tafeln:**

Seitenhöhe	=	11,540 m
— Deckhöhe	= —	2,440 „
		9,100 m
+ Stringerdicke des 2. Decks . .	= +	0,008 „
Seitentiefe als Sturmdecker . . .	=	9,108 m

2. **Freibord nach Tafel B:**

Für T = 9,100 m	1,119 m,
„ „ = 9,250 „	1,177 „,
„ „ = 9,108 „	1,122 „.

3. **Korrektur für Länge:**

Länge nach Tafel B interpoliert	=	109,250 m
L = Länge für Freibord	=	134,030 „
Unterschied	=	24,780 m

Korrektur für Länge nach Tafel B = 24,78 . 0,006 = + 0,149 m.

4. **Freibord als Sturmdecker:**

Freibord nach Tafel B	=	1,122 m
+ Deckhöhe	= +	2,440 „
+ Korrektur für Länge nach Tafel B .	= +	0,149 „
Freibord als Sturmdecker	=	3,711 m

5. **Freibord als Volldecker:**

Freibord als Volldecker nach Tafel A (s. o.)	=	3,127 m
Korrektur für Länge nach Tafel A = 5,34 . 0,014 . .	= —	0,075 „
Freibord als Volldecker	=	3,052 m

Unterschied zwischen 4. und 5. = 0,659 m.

6. **Zuschlag für geringere Materialstärken**
= 0,659 . 0,562 = + 0,370 m.

7. **Korrektur für Aufbauten** = 0,500 . 0,75 = — 0,375 m.

8. **Schlufsrechnung:**

Freibord nach Tafel A	=	3,127 m
Korrektur für Länge	= —	0,075 „
		3,052 m
Korrektur für Sprung	= —	0,035 „
		3,017 m
Korrektur für geringere Materialstärken .	= +	0,370 „
		3,387 m
Korrektur für Aufbauten	= —	0,375 „
		3,012 m
Korrektur für Well	= +	—
Sommerfreibord	=	3,012 m
Seitentiefe	=	11,614 „
Tiefe bis Oberkante Kiel	=	8,602 m
Kiel.	= +	0,028 „
Tiefgang (einschl. Kiel)	=	8,630 m

J. Schottenteilung.

a. Berechnung der Schottkurve.

Für eine Anzahl das „Schottendeck" berührende Schwimmebenen berechnet man Inhalt P_1 und Schwerpunktlage der betr. Verdrängungskörper und zeichnet die zugehörigen Spantenskalen (wie in Abb. 25 S. 660).

Nach Abb. 30 ist dann: $Q = P_1 - P$, $\quad x = \frac{P \cdot m}{Q}$,

wenn Q = Inhalt der vollgelaufenen Abteilung,
$P_1 = P + Q$ = Inhalt des Verdrängungskörpers bis zu der angenommenen, das Schottendeck berührenden Wasserlinie,
P = Gewicht bzw. Verdrängung des unverletzten Schiffes,
x = Abstand des Schwerpunktes von Q von dem Schwerpunkt von $P + Q$,
m = Abstand des Schwerpunktes von $(P + Q)$ vom Gewichtsschwerpunkt G des unverletzten Schiffes.

Aus der zu $(P + Q)$ gehörigen Spantenskala ermittelt man durch Versuche die Länge und Lage des Raumes mit dem Inhalt $= Q$ und der Schwerpunktlage $= x$.

Abb. 30.

Die Längen dieser für die verschiedenen Berührungs-Schwimmebenen gefundenen Räume werden in den Mitten der Räume als Ordinaten aufgesetzt und durch ihre Endpunkte die „Schottkurve" gelegt wie bei den „Vorschriften der S. B. G." (s. u.). Ladung, Maschinen, Kessel, Kohlen usw. sind entsprechend zu berücksichtigen.

b. Vorschriften der See-Berufsgenossenschaft über wasserdichte Schotte für Personendampfer in aufsereuropäischer Fahrt. 1907.*)

Auszug.

Im Sinne nachstehender Bestimmungen sind

Schnelldampfer: scharf gebaute Dampfer mit grofser Geschwindigkeit, die fast ausschliefslich zur Beförderung von Personen dienen und im Verhältnis zu ihrer Gröfse nur wenig Ladung nehmen können;

Fracht- und Personendampfer: mittelscharf oder völlig gebaute Schiffe mit mäfsiger Geschwindigkeit, die grofse Mengen Ladung und aufserdem in der Regel noch mehr als 50 Fahrgäste befördern.

Die **Entfernung der wasserdichten Schotte voneinander** ist so zu bemessen, dafs bei einem eintretenden Leck das Schiff noch schwimmfähig bleibt, wenn mit Wasser angefüllt werden:

---

*) Genehmigt vom Reichs-Versicherungsamte; zu beziehen vom Vorstande der See-Berufsgenossenschaft in Hamburg. — S. auch F. L. Middendorf, Vorschriften usw., Z. d. V. d. I. 1897 S. 609 u. 643 ff. — Neue Vorschriften auf Grund der Beschlüsse der Londoner Konferenz erscheinen Ende 1914.

1. Bei **Schnelldampfern** von

über 180 m Länge	2 benachbarte Abteilungen bei 5 % Abzug	für alle Räume unter dem Schottendeck.
über 150 bis 180 m Länge	2 „ „ „ $16^2/_3$ % Abzug	
„ 120 „ 150 „ „	2 „ „ „ $33^1/_3$ % „	
„ 100 „ 120 „ „	die beiden vordersten oder 1 beliebige Abteilung, in beiden Fällen bei 5 % Abzug	
bis zu 100 m Länge	1 beliebige Abteilung bei 5 % Abzug	

2. Bei **Fracht- und Personendampfern** von

über 180 m Länge	2 benachbarte Abteilungen	bei 5 % Abz. für Masch.-, Kess.- u. Endräume und	$16^2/_3$ %	f. alle übrigen Räume unter d. Schottendeck.
über 150 bis 180 m Länge	2 „ „		$33^1/_3$ „	
„ 120 „ 150 „ „	die beiden vordersten oder 1 beliebige Abteilung		10 „	
„ 100 „ 120 „ „	1 beliebige Abteilung		20 „	
„ 90 „ 100 „ „	1 „ „		30 „	

Die S. B. G. bestimmt die Länge der Abteilungen, die vollaufen dürfen, ohne daſs das Schiff tiefer als bis zum Schottendeck (s. u.) eintaucht, nach der Schottkurve (Abb. 31). Die Ordinaten für diese in $\frac{L}{100}$ werden den Diagrammen der S.B.G. entnommen und sind nach Abb. 31 aufzutragen und zu verwerten. Bei den Fracht- u. Personendampfern

Abb. 31.

werden zwei Kurven bestimmt, eine für Maschinen-, Kessel- und Endräume und die andere für alle übrigen Räume.

Bei der Berechnung gelten folgende Grundsätze:

Bei Schiffen mit **Doppelboden** ist angenommen, daſs dieser im Bereiche einer bzw. zweier mit Wasser gefüllten Abteilungen auch mit Wasser gefüllt ist.

Es ist ferner angenommen, daſs das **Schottendeck** (bis zu dem die Schotte reichen und bis zu dem das Schiff höchstens wegsinken darf) in einem Strak von vorn bis hinten durchläuft und daſs der **Sprung** die in der folgenden Tafel angegebene Gröſse hat. Der Sprung ist gemessen aufwärts von einer zur Wasserlinie parallelen Ebene, die auf halber Schiffslänge an der Schiffsseite durch die Unterkante des Decks gelegt ist.

Die Ordinaten der Schottkurven sind so berechnet, daſs bei Vollaufen einer bzw. zweier Abteilungen mit Wasser die Wasserlinie die Unterkante des Decks berührt. Bei Schiffen mit einer eisernen oder stählernen Beplattung des Schottendecks ohne Holzbelag darüber ist ein Sicherheitsrand gleich der üblichen Dicke eines Holzdecks vorzusehen.

Schiffslänge über Steven in der WL in m	Sprung des Decks an den Seiten							
	am Vorsteven		auf $^1/_4\,L$ hinter dem Vorsteven		mittschiffs und auf $^1/_4\,L$ vor dem Hintersteven		am Hintersteven	
	I	II	I	II	I	II	I	II
	m	m	m	m			m	m
30	1,08	—	0,400	—	—	—	0,324	—
40	1,17	—	0,411	—	—	—	0,374	—
50	1,26	—	0,422	—	—	—	0,423	—
60	1,35	—	0,433	—	—	—	0,473	—
70	1,44	—	0,444	—	—	—	0,522	—
80	1,53	—	0,455	—	—	—	0,572	—
90	1,62	2,02	0,466	0,581	—	—	0,621	0,689
100	1,71	2,13	0,477	0,594	—	—	0,671	0,743
110	1,80	2,24	0,488	0,608	—	—	0,720	0,798
120	1,89	2,35	0,499	0,621	—	—	0,770	0,853
130	1,98	2,47	0,510	0,635	—	—	0,819	0,907
140	2,07	2,58	0,521	0,648	—	—	0,869	0,962
150	2,16	2,69	0,532	0,662	—	—	0,918	1,017
160	2,25	2,80	0,543	0,675	—	—	0,968	1,071
170	2,34	2,91	0,554	0,689	—	—	1,017	1,126
180	2,43	3,03	0,565	0,702	—	—	1,067	1,181
190	2,52	3,14	0,576	0,716	—	—	1,116	1,235
200	2,61	3,25	0,587	0,729	—	—	1,166	1,290

I gilt für **Schnelldampfer** und II für **Fracht- und Personendampfer.**

Hat dagegen das Schiff ein **erhöhtes Quarterdeck**, oder sind wasserdicht verschließbare **Aufbauten** vorhanden, in denen die Schotte bis zur Höhe des Aufbautendecks hinaufgeführt sind, so kann die Wasserlinie, die sich nach Ueberfluten einer bzw. zweier Abteilungen ergibt, die Unterkante des Decks dieser Aufbauten berühren, vorausgesetzt, daß das freiliegende Schottendeck dabei an keiner Stelle unter Wasser kommt. Bei Vorhandensein derartiger Aufbauten sowie bei geringeren Tiefgängen, als hier vorgesehen, kann die Schottentfernung entsprechend vergrößert werden; bei kleinerem Sprunge oder bei größeren Tiefgängen muß sie dagegen entsprechend verkleinert werden.

Bei denjenigen Schiffen, bei denen die Ordinaten der Kurve die Länge zweier benachbarten Abteilungen angeben, sind diese, wenn möglich, gleich groß zu machen. Ist das nicht angängig, so muß die kleinere Abteilung mindestens 3 m lang sein.

Liegen die **Kessel** im Schiff gruppenweise hintereinander, so ist tunlichst für jede Kesselgruppe eine wasserdichte Abteilung vorzusehen; keinesfalls darf aber die Länge eines Kesselraumes 28 m übersteigen.

Der **Tiefgang**, der für die Bestimmung der Schottentfernungen maßgebend gewesen ist, darf mittschiffs nicht überschritten werden.

Die Schotte müssen nach den Regeln des Germanischen Lloyd konstruiert oder ebenso stark gemacht werden.

Die Berücksichtigung abweichenden Sprungs, fester Gegenstände in den Räumen, Rezessen, Tunneln ist durch besondere Bestimmungen geregelt.

c. Vorschriften des Germanischen Lloyd. (Auszug.)

1. Kollisionsschott bei allen Schiffen nicht weniger als 0,05 L vom Vorsteven bis zum Hauptdeck.
2. Bei Dampf- und Motorschiffen an jedem Ende des Maschinen- und Kesselraumes ein Schott bis Hauptdeck.
3. Stopfbüchsenschott bei Schraubenschiffen bis Hauptdeck oder bis zu einer wasserdichten Plattform über Tiefladelinie.
4. Größere Personendampfer sollten so viel Schotte haben, daß sie noch schwimmfähig bleiben, wenn eine Abteilung volläuft.
5. Dampfschiffe von 65 bis 85 m Länge müssen mindestens 4 wasserdichte Querschotte haben. Bei größerer Länge für je 20 m ein Schott mehr.
6. Bei Segelschiffen von mehr als 60 m Länge außer dem Kollisionsschott noch ein Schott im Hinterschiff.

K. Schiffsvermessung.

1 Reg.-Ton = 100 engl. Kub.F. = 2,832 cbm.
1 cbm = 0,353 Reg.-Ton = 35,32 engl. Kub.F.
1 engl. Kub.F. = 0,01 Reg.-Ton = 0,0283 cbm.

a. Deutsches Meſsverfahren.*) (Hauptbestimmungen desselben.)

Als **Vermessungsdeck** dient bei allen Schiffen mit mehr als einem Deck das zweite Deck von unten. Die unter dem Vermessungsdeck befindlichen Räume werden als ein Ganzes vermessen und ergeben den **Raumgehalt unter Deck**; über dem Vermessungsdeck werden die Decke und Aufbauten einzeln vermessen.

Zum **Bruttoraumgehalt** werden sämtliche Räume einschlieſslich der geschlossenen Aufbauten auf Deck, aber ausschlieſslich des Doppelbodens, soweit er nicht zur Aufnahme von Ladung, Vorräten oder Brennstoff dient, aufgemessen, u. zw. auf Innenkante der festen Wegerung; von der Deckbucht wird $^2/_3$ in Rechnung gezogen. Mitvermessen wird auch derjenige Teil der über das Deck vorstehenden Luken, der $^1/_2$ % des Bruttoraumgehaltes übersteigt. Dagegen werden nicht mitvermessen: Deckaufbauten, die ausschlieſslich zur Unterbringung der Hülfsmaschinen dienen; Steuerhaus, Kombüse und Raum für den Destillierapparat, wenn sie nicht gröſser sind, als erforderlich ist, um der Mannschaft Schutz zu gewähren; Aborte für die Mannschaft und je 1 Abort für 50 Fahrgäste (jedoch höchstens 12 Aborte).

Den **Nettoraumgehalt** erhält man, wenn man vom Bruttoraumgehalt abzieht:

1. alle Räume zum Gebrauche der Schiffsmannschaft;
2. alle Räume zur Lenkung des Schiffes, wie das Steuerhaus, Kartenhaus, Kabelgat usw.;
3. die Räume für Hülfsmaschinen und Hülfskessel;
4. alle Wasserballasträume, die nicht für Ladung benutzt werden können;
5. bei Segelschiffen den Raum für Segel; doch darf dieser $2^1/_2$ % des Bruttoraumgehaltes nicht übersteigen;
6. bei Dampfschiffen und Schiffen mit anderen Motoren: Maschinen- und Kesselräume einschlieſslich Wellentunnel und Schächte, jedoch ausschlieſslich der Bunker.

Beträgt der Inhalt der Maschinen- und Kesselräume bei Raddampfern unter 20 %, bei Schraubendampfern unter 13 % des Bruttoraumgehaltes, so werden bei Raddampfern 50 %, bei Schraubendampfern 75 % dem Inhalte der Maschinen- und Kesselräume zugeschlagen; beträgt der Inhalt bei Raddampfern 20 bis 30 %, bei Schraubendampfern 13 bis 20 %, so werden bei Raddampfern 37 %, bei Schraubendampfern 32 % vom Bruttoraumgehalte in Abzug gebracht; beträgt der Inhalt über 30 bzw. 20 %, so steht es dem Reeder frei, zu wählen, nach welcher der beiden Regeln der Abzug gemacht werden soll. Der Abzug für die von der Treibkraft eingenommenen Räume darf aber 55 % des um die unter 1. bis 5. genannten Abzüge verminderten Bruttoraumgehaltes nicht übersteigen; nur bei Schleppern bleibt dieser Abzug unbeschränkt.

b. Vermessung für den Suez-Kanal. (Hauptbestimmungen.)

Der **Bruttoraumgehalt** wird nach dem gewöhnlichen Meſsverfahren (s. o.) ermittelt, aber sämtliche geschlossenen Aufbauten werden mitvermessen.

Für **Nettoraumgehalt** werden abgezogen:

1. Wohnräume der Schiffsmannschaft mit Ausnahme der Aufwärter, Köche, Dienstboten.
2. Wohnräume der Schiffsoffiziere mit Ausnahme des Kapitäns, Proviant- und Zahlmeisters, Schreibers usw. Arztkajüte nur dann, wenn tatsächlich von den Aerzten benutzt. Speisezimmer für Offiziere, Maschinisten, Deckoffiziere. Bäder für Offiziere.
3. Küchen, Abtritte und Waschhäuser für die Schiffsmannschaft.

---

*) Vgl. **Vermessung der Seeschiffe**, umfassend Schiffsvermessungsordnung vom 1. März 1895, Instruktion zur Schiffsvermessung vom 26. März 1895, Vorschriften, betreffend die Vermessung der Schiffe für die Fahrt durch den Suez-Kanal vom 30. März 1895. Herausgegeben im Reichsamt des Innern, Berlin 1908, J. Springer. — S. a. Steinhaus, Z. d. V. d. I. 1897 S. 437.

Betr. englische Vermessung s. Board of Trade, Instructions relating to the Measurement of Ships, 1907. Wyman & Sons Ltd. Fetter Lane, London E. C.

Betr. Panama-Kanal-Schiffsvermessungs-Vorschriften s. Schiffbau, XV. Jahrgang, S. 352 u. 513.

4. Gedeckte und geschlossene Räume auf dem obersten Deck zur Navigierung des Schiffes (Kartenhaus, Ruderhaus, Dampfsteuerhaus, Signalhaus, Räume für drahtlose Telegraphie, Räume für Scheinwerfer, Ausguckhaus usw.)

Alle abzuziehenden Räume müssen mit einer deutlichen Bezeichnung ihrer Benutzung versehen sein. Der Gesamtabzug unter 1. bis 4. darf in keinem Falle den zwanzigsten Teil des Bruttoraumgehaltes übersteigen.

5. Maschinen-, Kessel- und Kohlenräume einschliefslich Wellentunnel entweder nach wirklicher Vermessung oder nach der Donauregel (s. u.) vermessen. — Mit Ausnahme von Schleppern darf der Abzug für 5. die Hälfte des Bruttoraumgehaltes nicht übersteigen.

c. Donau-Regel.

Für Kohlenbunker werden bei Schraubendampfern 75% und bei Raddampfern 50% zum vermessenen Raumgehalt des Maschinen- und Kesselraumes einschliefslich Wellentunnel zugeschlagen.

d. Vermessung nach Builders Old Measurement.

$$\text{Tonnengehalt} = \frac{(L - 0{,}6\,B)\,0{,}5\,B^2}{94}\ \text{Tons O. M.,*)}$$

wenn in engl. Fufs L die Länge im Oberdeck, von Aufsenkante zu Aufsenkante Sponung wagerecht gemessen, und B die gröfste Breite auf Aufsenkante Planken ist.

e. Vermessung der Kriegsschiffe.

Ein Panzerdeck wird nur dann als Vermessungsdeck angesehen, wenn es ganz oder teilweise zur Unterbringung von Mannschaften oder deren Sachen geeignet ist. Der Sporn wird nur mit vermessen, wenn er so grofs ist, dafs ein benutzbarer Raum darin besteht. Luken und Hängemattkasten, welche mit Finknetzkleidern verschlossen sind, werden nicht mit in den Bruttoraumgehalt vermessen. Für Nettoraumgehalt werden abgezogen:

1. Mannschaftsräume. 2. Kommandantenräume, jedoch nicht mehr als 71 cbm. 3. Die Kammern des Schiffsstabes, der Deckoffiziere, der Köche und Kellner. 4. Alle Messen, Bade-, Wasch- und Trockenräume. 5. Alle Klosetts. 6. Das Lazarett. 7. Räume für Kombüsen, Destillierapparate, Eismaschinen, Dynamomaschinen, Dampfsteuerapparat. Freistehende Apparate und Hülfsmaschinen werden mit einem freien Raum 1 m ringsum in Abzug gebracht, soweit sie frei von Schotten o. dgl. stehen. 8. Bootsmannsheilegat. 9. Maschinen-, Kessel- und Kohlenräume.

f. Annäherungsformeln für den Bruttoraumgehalt.

1. Nach englischen Angaben.

$$\text{Bruttoraumgehalt (Grofs-Register-Tonnage)} = \frac{\delta_1 L B T' + A}{2{,}832}\ \text{Reg.-Tons,}$$

wobei

L die innere Länge auf dem Vermessungsdeck von den Planken am Bug bis zu denen am Heck in m,

B die innere gröfste Breite von Wegerung zu Wegerung in m,

T' die mittschiffs gemessene Tiefe von Unterkante Deckplanken bis Oberkante Wegerung neben dem Kielschwein in m,

A der Inhalt der Aufbauten in cbm ist.

δ_1 ist allgemein $= \delta + 0{,}04$,

für Schnelldampfer	$= 0{,}6$	bis 0,65
„ Fracht- und Passagierdampfer	$= 0{,}7$	„ 0,72
„ gewöhnliche Fracht- und Tankdampfer	$= 0{,}72$	„ 0,80
„ Segelschiffe	$= 0{,}6$	„ 0,65
„ Yachten über 60 Reg.-Tons	$= 0{,}5$	
„ „ unter „ „	$= 0{,}45.$	

*) 1 Ton O. M. = 94 engl. Kub. F. = 2,662 cbm.

2. Nach M. H. Bauer.

$$\text{Bruttoraumgehalt} = L \cdot B \cdot \left(R\,T + 1{,}1 \times \text{mittlere Höhe der Aufbauten} \times \frac{\text{Gesamtlänge der Aufbauten}}{L}\right) \cdot c,$$

wobei zu den Aufbauten auch die Räume unter einem Sturmdeck (Awning- oder Shelterdeck) zu rechnen sind und c nach folgender Tafel gewählt werden kann.

Schiffstyp	Mittlere Geschwindigkeit Knoten	c für schärfere Schiffe	c für völligere Schiffe
Ozean-Passagierdampfer	18 bis 24	0,73	0,76
„ Postdampfer	14 „ 16	0,76	0,79
Kleinere Passagier-, Fisch- und Lotsendampfer	8 „ 13	0,58	0,62
Grofse Fracht- u. Passagierdampfer	10 „ 13	0,78	0,82
„ Frachtdampfer	9 „ 11	0,81	0,93
Kleine „	8 „ 10	0,80	0,85
Oel-, Tankdampfer	8 „ 11	0,78	0,83
Segler	—	0,69	0,75

g. Raumverhältnisse ausgeführter Schiffe.

Schiffsgattung	L m	B m	H m	Tragfähigkeit einschl. alles t	Laderaum cbm	Bunker t	Br.-Reg.-Tons	Netto-Reg.-Tons
Schnelldampfer . . .	202,0	20,42	13,41	5 840	1 460	4820	16 502	5196
Grofser Postdampfer .	149,1	17,48	11,58	10 000	9 600	1480	9 630	5704
Kleinerer Fr.- u. Pass.-D.	73,15	10,29	6,40	1 100	2 340	165	1 211	605
Grofser Frachtdampfer .	171,0	18,90	12,50	16 000	24 000	1430	13 424	8495
Kleinerer „ .	62,1	8,53	6,55	1 060	1 650	100	834	607
Kabeldampfer	116,05	14,63	9,99	5 670	2 770	670	4 630	2470
Seeschlepper	35,00	6,85	4,40	.	.	40	230	17
Fünfmastbark	107,2	15,10	9,60	6 200	11 000	.	4 025	3853
Viermastbark	94,0	13,90	8,76	4 500	8 000	.	2 906	2763
Vollschiff	76,0	11,96	7,77	2 800	4 800	.	1 804	1710

L. Innere Schiffsräume.

a. Gröfse von Wohnräumen und Zubehör.

Betr. Einrichtungen der Wohnräume vgl. S. 687.

1. Wohnräume für Passagiere.

Nach den deutschen „Vorschr. f. Ausw.-Schiffe“ vom 14. März 1898.*)

§ 7. **Mafs des erforderlichen Luftraumes.** Für jede im Auswandererdeck reisende Person, einschliefslich der etwa unterwegs an Bord genommenen, mufs ein durch Ladung, Gepäck (abgesehen von Handgepäck) oder Proviantgegenstände nicht beschränkter

*) Anhang D zum Reichsgesetz über das Auswanderungswesen. Carl Heymanns Verlag, Berlin.

Raum von mindestens 2,85 cbm vorhanden sein. Bei Berechnung dieses Raumes wird eine mehr als 2,40 m betragende Deckhöhe nur für 2,40 m angenommen. Aufserdem mufs für jede im Auswandererdeck reisende Person ein Raum von mindestens 0,25 qm auf Deck zur Benutzung freibleiben.

§ 8. **Beschaffenheit des Auswandererdecks.** Das jeweilig zur Unterbringung der Auswanderer bestimmte Deck mufs so hoch liegen, dafs sich die Seitenfenster während der Reise noch über der Wasserlinie befinden. Es mufs eine Höhe von mindestens 1,83 m von Deck zu Deck und einen dichten Fufsboden von ausreichender Stärke haben.

Ist das oberste Schiffsdeck von Eisen, so dürfen in dem Raume unmittelbar darunter Auswanderer nur untergebracht werden, wenn das eiserne Deck mit einem fest darauf verbolzten hölzernen Schutzdeck von mindestens 7 cm Dicke versehen ist. — Oberhalb der jeweilig für die Auswanderer bestimmten Räume darf kein Vieh als Ladung untergebracht werden.

§ 14. **Sitzgelegenheit zur Einnahme der Mahlzeiten.** Es mufs die erforderliche Anzahl von Tischen und Bänken vorhanden sein. Der Raum, den sie einnehmen, wird von dem im § 7 vorgeschriebenen nicht in Abzug gebracht.

§ 15. **Kammern.** Auf die etwa im Auswandererdeck hergerichteten Kammern kommt wegen des Luftraumes § 7 mit der Mafsgabe zur Anwendung, dafs den Kammern der aufserhalb derselben in der betreffenden Abteilung des Auswandererdecks verbleibende Raum hinzugerechnet wird, soweit er zur Benutzung der Auswanderer freigehalten wird, ohne durch Ladung, Gepäck (abgesehen von Handgepäck) oder Proviantgegenstände eingeschränkt zu werden.

§ 16. **Frauenabteilung,** in einer besonderen Abteilung, möglichst weit von der Männerabteilung entfernt einzurichten und mit verschliefsbarer Tür zu versehen.

§ 17. **Männerabteilung,** ebenfalls in einer besonderen Abteilung, mit verschliefsbarer Tür.

Aehnliche Vorschriften bestehen in den anderen Schiffahrt treibenden Ländern und sind für die nach diesen Ländern verkehrenden Schiffe zu beachten.

England: Board of Trade. Instructions as to the Survey of Passenger Accomodation. Wyman & Sons Ltd. Fetter Lane, London E. C.

Frankreich: Loi du 17. Avril sur la sécurité de la navigation etc. Imprimerie Chaix, 20 rue Bergère, Paris.

Italien: Emigrazione, Decrete e Regolamento per l'Esecuzione della legge 31. gennaio 1901. Turin. Tipografia della Gazetta del Popolo.

Spanien: Reglamento para el Reconocimiento de Embarcaciones mercantes Madrid, Imprenta de Ministerio de Marina.

Ver. Staaten von Nordamerika: General Rules and Regulations, prescribed by the Board of Supervising Inspectors, amended January 1913. Washington. Government Printing Office. — Steerage Passenger Accomodations. Dsgl.

Canada: The Law of Canada respecting Immigration and Immigrants. Issued by the Superintendent of Immigration. Ottawa.

2. Wohnräume für Besatzung.

Matrosen und Heizer sind möglichst in getrennten Räumen unterzubringen.

Nach der „Deutschen Seemannsordnung" bzw. der „Bekanntmachung betr. die Logis-, Wasch- und Baderäume, sowie die Aborte für die Schiffsmannschaft auf Kauffahrteischiffen" vom 2. Juli 1905.*)

Englische Vorschriften: Board of Trade, Instructions as to the Survey of Master's and Crew Spaces. Wyman & Sons Ltd. Fetter Lane, London E. C.

§ 1. Auf Kauffahrteischiffen von über 400 cbm Bruttoraumgehalt mit Ausnahme der Hochseefischereifahrzeuge mufs für jeden Schiffsmann im Logis mindestens 3,5 cbm Luftraum, bei Räumen, die auf dem obersten Deck liegen, oder für die sonst eine ausgiebige Lüftung unter allen Umständen sichergestellt ist, 3,0 cbm vorhanden sein. Unter

*) R. von Deckers Verlag, G. Schenck, Berlin.

Luftraum ist der Rauminhalt nach Abzug der im Logisraum enthaltenen konstruktiven Schiffsteile zu verstehen.

An Fufsbodenfläche müssen in jedem Logisraum auf jeden darin untergebrachten Schiffsmann mindestens 1,5 qm entfallen; diese Fläche darf bis auf 1,25 qm herabgehen, sofern ein besonderer Speiseraum eingerichtet ist. Zur Berechnung der Fläche ist nur bis an die Innenkante der Spanten zu messen. Bei Logisräumen mit schrägen, nach oben ausfallenden Wänden darf an Stelle der Fufsbodenfläche der wagerechte Querschnitt des Logis in halber Höhe der Berechnung zugrunde gelegt werden.

Die mittlere lichte Höhe mufs mindestens 2,0 m, bei Schiffen von nicht mehr als 2000 cbm Bruttoraumgehalt mindestens 1,80 m betragen.

Der mittlere Teil des Logisraums soll tunlichst frei von Schächten, Tunneln, Luftziehern und anderen Leitungen sein.

§ 2. Auf Schiffen von unter 400 cbm Raumgehalt und auf Hochseefischereifahrzeugen mufs möglichst gut für die Unterbringung der Schiffsmannschaft in einem nur für sie und ihre Sachen bestimmten, wohlverwahrten und genügend zu lüftenden Logisraum gesorgt werden.

Für deutsche Kriegsschiffe gelten die „Allgemeinen Bestimmungen für die Schiffsbauten der Kaiserlichen Marine".

8. Hospitäler.

Nach den deutschen „Vorschr. f. Ausw.-Schiffe". *)

§ 21. Auf jedem Schiffe müssen sich mindestens zwei abgesonderte Krankenräume befinden, der eine für die männlichen, der andere für die weiblichen Auswanderer. Die Krankenräume müssen auf je 100 Personen 10 cbm Luftraum enthalten. Sie dürfen bei Berechnung des den Reisenden nach §§ 7 und 15 zu gewährenden Raumes nicht mitberücksichtigt und nur so stark belegt werden, dafs für jede darin befindliche Person mindestens 5 cbm Luftraum vorhanden sind.

b. Gröfse der Provianträume.

Ueber Gewichte von Proviant S. 708.

1. **Auf Kriegsschiffen** können folgende Zahlenwerte als Anhalt dienen:

	Linienschiff								Grofser Kreuzer						Kleiner Kreuzer	
	Flotten-		Geschwader-		Divisions-		ohne Stab		Geschwader-		Divisions-		ohne Stab			
	Flaggschiff								Flaggschiff							
	qm	cbm	qm	cbm	qm	cbm	qm	cbm	qm	cbm	qm	cbm	qm	cbm	qm	cbm
Vorräte für Admiral																
a) Weinlast	10	15	8	12	6,7	10	.	.	9,3	14	8	12	.	.	.	.
b) Proviant	20	30	16,7	25	13,3	20	.	.	16,7	25	14,7	22	.	.	.	.
„ „ Kommand.																
a) Weinlast	4	6	4	6	4	6	5,3	8	5,3	8	5,3	8	6,7	10	3,3	4
b) Proviant	10	15	10	15	10	15	12	18	10	15	10	15	13,3	20	6,6	8
„ „ Offiziere																
a) Weinlast	10,7	16	12	18	12	18	10	15	16,7	25	16,7	25	14,7	22	8,3	10
b) Proviant	28	42	30	45	30	45	26,7	40	32	48	32	48	30	45	16,6	20
„ „ Deckoffiz.	26,7	40	26,7	40	26,7	40	26,7	40	30	45	30	45	30	45	20,8	25
„ „ Fähnriche																
a) Weinlast	4	6	4,7	7	4,7	7	4	6	6,7	10	6,7	10	5,3	8	.	.
b) Proviant	13,3	20	14,7	22	14,7	22	13,3	20	16	24	16	24	14,7	22	.	.
Fleischlast	39	78	39	78	37,5	75	35	70	35,5	71	34	68	31,5	63	13,5	27
Brotlast	42	84	42	84	40	80	37,5	75	37	74	35,5	71	33	66	14,7	29,4
Trockenlast	46	92	46	92	44,5	89	41,5	83	40,5	81	39	78	36	72	18,2	36,4
Kartoffeln	2	4	2	4	2	4	2	4	2	4	2	4	2	4	2	4
Kühlräume	7	14	7	14	7	14	6	12	8	16	8	16	7	14	3,5	7

*) Anhang D zum Reichsgesetz über das Auswanderungswesen. Carl Heymanns Verlag, Berlin.

Genaue Angaben für deutsche Kriegsschiffe enthalten die „Allgemeinen Bestimmungen für die Schiffsbauten der Kaiserlichen Marine".

2. Auf Passagierdampfern gelten nach Angaben des Nordd. Lloyd folgende Zahlen:

Gröfse der Räume je nach der Reisedauer = 0,33 bis 1,33 cbm für eine Person, davon 0,7 bis 0,75 cbm Kühlraum. Bei grofsen Postdampfern für

	Ostasienfahrt	La Platafahrt
Eis- und Fischraum . . .	29 cbm	15 cbm
Fleisch und Geflügel . . .	73 „	80 „
Konserven, Obst, Gemüse .	33 „	48 „
Bierraum	28 „	35 „
Zusammen	163 cbm	178 cbm

Erforderliche Bodenfläche für Fleischräume:

1 qm für 300 kg im gemäfsigten Klima,
1 „ „ 270 „ in den Tropen.

Auf grofsen Passagierdampfern sind folgende Räume einzurichten:

Raum für Fleisch und Geflügel,
„ „ Roheis,
„ „ Konserven,
„ „ Fafsbier und kühl zu haltende Getränke,
„ „ frisch. Gemüse, Eier, Obst,
„ „ Sprit,
Raum für trockenen Proviant, Mehl, Reis usw.,
„ „ nassen Proviant, Pökelfleisch usw.,
„ „ Kartoffeln,
Ausgaberaum.

Um zu verhüten, dafs beim Oeffnen der Kühlräume die warme Luft unmittelbar auf das Fleisch, Geflügel usw. schlägt, wird zweckmäfsig ein gemeinschaftlicher mit Wärmeschutz versehener Vorraum angeordnet.

Zweckmäfsige Temperaturen:

Fische	— 4	bis	—	6° C
Wild und Geflügel	— 2	„	—	4° „
Fleisch	0	„	—	3° „
Eier				0° „
Gemüse und Früchte	+ 1	„	+	2° „
Butter	+ 3	„	+	8° „
Käse, Milch, Bier	+ 6	„	+	10° „

Mit Rücksicht auf die Sicherheit im Falle eines Zusammenstofses empfiehlt es sich, zwei getrennte Provianträume: einen im Vorschiff, einen im Hinterschiff einzubauen. Die Kühlmaschine wird wegen der leichteren Beaufsichtigung am besten im Maschinenraum aufgestellt. Dann empfiehlt es sich, die Kühlräume in unmittelbarer Nähe des Maschinenraumes unterzubringen, wobei auf guten Wärmeschutz besonderer Wert zu legen ist.

Für die Gröfse der Kühlmaschine rechnet man angenähert bei 20stündiger Arbeitszeit für die Tropen 150 bis 200 WE/cbm und für das gemäfsigte Klima 100 bis 150 WE/cbm zu kühlenden Raum.

c. Gröfse der Bunker.

Der Rauminhalt von Kohlenbunkern wird gerechnet bis zur Aufsenhaut und Unterkante Balken; für Ecken und Winkel, die sich schlecht vollstauen lassen, werden gehörige Abzüge gemacht, ebenso für Rohrtunnel u. dgl. Stauraum für Kohle s. Stauraum-Tafel S. 678. In schmalen und niedrigen Bunkern ist in 1 cbm Raum weniger Kohle

als in breiten und hohen Bunkern unterzubringen. Geringste zulässige Bunkerbreite nur ausnahmsweise weniger als 0,8 m. Geringster Durchmesser der Kohlenlöcher 400 mm, in der Regel 550 bis 600 mm.

Kohlenpforten in der Aufsenhaut 600 . 600 mm.

Bunkerschieber im Heizraum 850 . 550 mm.

Rauminhalt von Oelbunkern ist wie bei den Tanks (s. u.) zu rechnen. Doppelbodenzellen werden nur mit $^3/_4$-Füllung gefahren. Stauraum s. Tafel S. 678. — Oelbunker dürfen nicht unmittelbar neben oder unter den Kesseln eingebaut werden. Sie müssen durch „Kofferdämme" gegen die übrigen Schiffsräume gesichert werden.

d. Gröfse von Tanks.

Für Materialstärken, Nietköpfe, Zement, Anker u. dgl. kann man abziehen bei Doppelbodentanks 3 bis 5 %, bei Hochtanks 0 bis 0,5 %, bei Vorpiektank 3 %, bei Achterpiektank 5 bis 7 %.

Nach den Vorschriften für Auswandererschiffe sind für jeden Auswanderer und jeden Mann der Besatzung für je 10 Tage der im § 27 und Anhang B. bestimmten längsten Reisedauer wenigstens 60 *l* Wasser mitzunehmen.

Auf deutschen Kriegsschiffen werden drei vollkommen getrennte Wasserlasten unterschieden:

1. Die Speisewasserlast. Inhalt = $^1/_2$ Füllung sämtlicher Kessel + 1 t für je 1000 PSi + 5 % für Luftsäcke.

2. Die Waschwasserlast. Inhalt = 70 *l* für einen Mann der Besatzung (ausreichend für eine Woche) + 5 % für Luftsäcke.

3. Die Trinkwasserlast. Inhalt = 70 *l* für einen Mann der Besatzung + 5 % für Luftsäcke.

Die Doppelbodenzellen dürfen nur $^3/_4$ gefüllt gefahren werden, damit bei Grundberührungen der Innenboden nicht gesprengt wird.,

e. Gröfse von Kettenkasten, Lasten, Hellegatts usw.

Gewicht von Ketten S. 700.

Kettenkasten: Stauraum für 100 m Stegkette in cbm, $0{,}00085\,d^2$, worin d der Durchm. des Ketteneisens in mm, oder $0{,}45\,g$, worin g das Gewicht der Kette in t. Ueber der Kette soll ein freier Raum von mindestens 1,2 m Höhe bleiben.

Auf deutschen Kriegsschiffen	Linienschiffe und grofse Kreuzer		kleine Kreuzer		
	qm	cbm	qm	cbm	
Kettenkasten, Bug	3,5	14,0	5	7	
„ Heck	2,5	5,0	—	—	
Taulast	20,0	40,0	9,5	19,0	ausschl. Gang
Segelkoje	28,0	56,0	15,0	30,0	
Bootmannshellegatt	12,5	25,0	6,0	12,0	„ „
Steuermannshellegatt	12,0	24,0	5,0	10,0	„ „
Zimmermannshellegatt . . .	15,0	30,0	5,0	10,0	
Malerhellegatt	10,0	20,0	1,0	2,5	„ „
Feuerwerkerhellegatt	25,0	50,0	10,0	20,0	„ „
Maschinenhellegatt	56,0	116,0	—	—	
Allgemeines Magazin	50,0	100,0	—	—	

Stauraum: (1 cb'/t engl. = 0,03 cbm/t zu 1000 kg).

Ladung	Verpackung	cbm/t
Asche	Ton	1,42
Asphalt	Brode	0,57
Baggerboden (schwer)	—	0,33
Ballast (Sand)	—	0,66
Balken (Fichten, Ostsee)	load	1,3
„ („ , Nord-Amer.)	„	1,78
Baumwolle:		
Amerika, ungepreſst	Ballen	5,1
„ gepreſst	„	2,6
Aegypten, ungepr.	„	4,82
„ gepreſst	„	2,63
Ostindien, „	„	2,48
Bier	Fässer	1,60
Bohnen	—	1,2
Braunkohle	—	1,41
Brennholz: Buche	—	2,5
Eiche	—	2,38
Fichte	—	3,13
Bretter (Dielen)	Standart (100 Stück)	1,38—1,42
Brikettes	—	0,95
Brot	Säcke	4,0
Butter	Fäſschen	1,46
Eis (Roh-)	—	1,5
Eisen (Roh-)	—	0,27
Erbsen	—	1,2
Erde, trocken		0,6
„ naſs		0,5
Felle	Ballen	3,33
Flachs (gereinigt)	„	2,4
Fleisch	Fässer	1,46
Rindfleisch, gefroren u. gepackt		2,70—2,85
„ in Vierteln aufgehängt		3,6
Hammelfleisch (Neuseeland)		3,15—3,30
„ (La Plata)		3,45
Gerste	—	1,15—1,52
Getreide (im allgem.)	—	1,35
(Durch Zusammensacken usw. verliert es noch ungefähr 10 % an Raumgehalt)		
Häute, trocken	—	3,33
„ gesalzen	—	1,42
Hafer	—	1,46
Hanf (gereinigt)	Ballen	2,4
Heu (gepreſst)	—	3,15
„ (lose)	—	4,20
Holz s. Balken, Bretter, Brennholz		
Indigo	Kisten	3,0
Ingwer	„	2,25
Jute	—	1,47—2,31
Kaffee	Säcke	1,40
Kalk (gebrannt und pulverig)	—	2,00
Bruchsteine	—	0,5
Kampfer		1,2
Kartoffeln	—	1,42

Ladung	Verpackung	cbm/t
Kartoffeln	Säcke	2,8
Kies (grob)	—	0,69
Klinkersteine	Stück	0,86
Kohle s. Steinkohle		
Koks	—	2,2
Korkholz	Ballen	6,9
Leinöl	Fässer	1,46
Leinsaat (Oelkuchen)	Säcke	1,2
Mais	—	1,38
Mehl	Fässer	1,75
„	Säcke	1,2
Mergel	—	0,84
Mörtel	—	0,58
Oel	Fässer	1,3
Papier, Pappe	Ballen	1,34—1,44
Petroleum		0,818
Roh-Petr. bei 0° C = 1,0 cbm		
„ „ 12,5° C = 1,007 „		
„ „ 30° C = 1,0236 „		
„ „ 40° C = 1,0328 „		
Preſskohlen	—	0,95
Reis	Säcke	1,17
Roggen	—	1,35
Rum	Fässer	1,8
Salpeter	—	0,96
Salz	Säcke	1,6
Sand, trocken	—	0,66
„ naſs	—	0,63
Schiefer	—	0,39
Schmalz	Fässer	1,76
Schwemmsteine	—	1,18
Seide	Ballen	3,84
„ gewebt	Kisten	3,30
Soda	Fässer	1,51
„	lose	1,15
Speck	Kisten	1,55
Steine (Granit, Sandstein)	—	0,42
Steinkohle	—	1,3
Südfrüchte	Kisten	2,4
Tabak	Fässer	2,41
Talg	„	1,44
Teer	„	1,5
Tee	Kisten	2,49—2,60
Torf, lufttrocken	—	2,76
„ feucht	—	1,68
Twist (gepreſst) (1 Ballen = 100 kg)	Ballen	5,00
Wein	Fässer	1,2
Weizen	lose	1,32
Wolle, ungepreſst	Ballen	7,05
„ gewaschen und gepreſst		3,00
„ schmutzig, gepreſst		2,50
Ziegelsteine (250 Stück/t)	Stück	0,86
Zucker (roh in Körben)		1,5
„	Säcke	1,25
„	Kisten	1,72
Zement	Fässer	1,10

f. Gröfse der Laderäume.

Vgl. Tafel der Raumverhältnisse ausgeführter Schiffe S. 673.
Raumkurven auf dem Kurvenblatt S. 634.

Literatur: R. Wh. Stevens, On the stowage of ships; Döring, Der Befrachter: Dick & Kretschmer, Handbuch der Seemannschaft. Johow, Hülfsbuch f. d. Schiffbau.

Bei der Berechnung ist der wirkliche freie Laderaum auf Innenkante Wegerung, Unterkante Balken, Innenkante Balkenknie, unter Abzug von Einbauten, Ventilatoren u. dgl. zu rechnen. Luken sind zum unteren Raum zuzuschlagen, vom oberen abzuziehen.

Nach Middendorf kann man den von der gut gestauten Ladung eingenommenen Raum folgendermafsen ansetzen:

1. Bei Ladungen in eisernen zylindrischen Fässern = 80 %.
2. Bei Getreideladungen = 75 %.
3. Bei Ladungen in gewöhnlichen hölzernen Fässern = 70 %.
4. Bei Steinkohlen = 60 %.
5. Bei Stückgut = 10 %.

Vgl. Vorschriften über Schottenteilung S. 668.

Bei Ueberschlagrechnungen und für Schiffe der allgemeinen Fahrt kann man 1 cbm Laderaum = 0,6 bis 0,75 t Ladung setzen. Für genauere Rechnungen ist die Stauraum-Tafel zu benutzen (S. 678).

Die Laderäume der Petroleum-Tankschiffe müssen unter Berücksichtigung der Ausdehnung des Oels (Stauraum-Tafel S. 678) bemessen werden. Für Nietköpfe und Baustoff kann man hierbei 2 % des Rauminhalts auf Mallkante abziehen.

Mafseinheiten für Laderäume.

1 freight ton = 40 Kub. F. engl. = 1,133 cbm = 0,4 Reg.-Tons (Laderaum).

1 ton dead weight = 0,66 bis 0,75 × Reg.-Tons (Laderaum) = 1,85 bis 2,1 cbm.

1 keel = 24,07 cbm = 850 Kub. F. engl. = 8,5 Reg.-Tons (Laderaum).

1 tonneau d'accombrement = 1,44 cbm.

1 tonneau d'affrètement = 1,44 cbm, wenn 1,44 cbm der Ware weniger als 1000 kg wiegt.

1 tonneau d'affrètement = 1000 kg, wenn 1,44 cbm der Ware mehr als 1000 kg wiegt.

1 Ladung (load) Holz = 50 Kub. F. engl.

1 chaldron (Wagenladung) = 36 bushel = 1,3 cbm.

1 Standard (Bretter, Dielen) = 100 Stück.

M. Schiffselemente.

a. Einteilung von Baugruppen für Handelsschiffe.

(Vgl. auch unter N. Gewichte S. 692).

I. Schiffskörper.

1. Hintersteven.
2. Ruder.
3. Wellenböcke.
4. Vorsteven.
5. Kielkonstruktion.
6. Spantenkonstruktion.
7. Doppelboden.
8. Aufsenhaut.
9. Wasserdichte Querschotte.

10. Seitenstringer, Kielschweine.
11. Decke.
12. Ladeluken.
13. Schächte.
14. Bunkerschotte.
15. Deckstützen.
16. Einbauten.
17. Maschinen- und Kesselfundamente.
18. Wellentunnel.
19. Aufbauten.
20. Oberlichter, Kappen.
21. Fundamente für Hülfsmaschinen.
22. Stählerne Masten u. dgl.
23. Eiserne Treppen.
24 bis 30. Verschiedenes.

II. Ausrüstung und Einrichtung.

31. Mastenzubehör, Takelung, Segel.
32. Ruderzubehör.
33. Anker, Ketten, Trossen und Zubehör.
34. Poller, Holklampen, Klüsen u. dgl.
35. Ladewinden, Krane und Zubehör.
36. Zubehör und Beschläge für Ladeluken, Niedergänge usw.
37. Zubehör und Beschläge für wasserdichte Verschlüsse, Pforten usw.
38. Zubehör und Beschläge für Schanzkleid, Reling usw.
39. Einrichtung in Laderäumen.
40. Einrichtung in Bunkern.
41. Einrichtung in Provianträumen.
42. Einrichtung in Wohnräumen, Möbel usw.
43. Einrichtung in Bädern, Waschräumen, Aborten usw.
44. Einrichtung in Küchen, Anrichten, Aufwaschräumen usw.
45. Einrichtung in sonstigen Räumen.
46. Destillieranlage.
47. Kühlanlage, Eismaschine.
48. Heizung.
49. Lüftung.
50. Fenster, Oberlichter u. dgl. nebst Zubehör und Beschlägen.
51. Elektrische Beleuchtung.
52. Elektrische Zentrale.
53. Pumpen, Rohrleitungen, Ventile für den Schiffsbetrieb.
54. Kommandoelemente.
55. Boote und Zubehör.
56. Inventar, Handwerkzeug, Geräte.
57. Desinfektionsapparate.
58. Telegraphie, Unterwassersignale.

Für eine zweckentsprechende gleichmäfsige Durchführung der Gewichtsberechnungen, der Verwiegungen, Buchungen, Kostenrechnungen usw. ist es erforderlich, das Zubehör jeder Baugruppe zusammenzustellen und alphabetisch zu ordnen, weil sonst die Verrechnung und Verwiegung nicht gleichmäfsig ausgeführt wird und dann ein Vergleich von Schiffen unmöglich ist.

b. Schiffskörper.

Die bauliche Ausführung der einzelnen Schiffselemente ist je nach der Schiffsart, den Wünschen der Reedereien und den Vorschriften der Klassifikations- und Versicherungsgesellschaften sehr verschieden.

c. Ausrüstung und Einrichtung.

Baugruppe 31. Mastenzubehör, Takelung, Segel.

Betr. Einzelheiten s. Middendorf, Bemastung und Takelung der Schiffe.
Betr. Stabilität unter Segel S. 654.

Beispiele für Seglertakelungen.

	L	B	H	T	$\overline{MG}$ beladen	Segelfläche A	Segel $\odot$ über WL	Segel $\odot$ vor $^1/_2\,L$
	m	m	m	m	m	qm	m	m
Fünfmast-Vollschiff	120,0	16,4	9,9	7,614	0,529	4664	26,43	7,0
„ -Bark	109,4	14,84	8,5	6,7	0,847	3883	24,83	7,75
Viermast-Vollschiff	95,0	13,87	8,35	6,72	0,591	2932	23,46	5,25
„ -Bark	95,0	13,87	8,35	6,72	0,591	2932	23,89	5,19
„ „	85,0	13,00	8,0	6,45	0,591	2665	21,90	5,68
Vollschiff	80,0	12,25	7,5	6,05	0,513	2007	20,99	4,84
Bark	80,0	12,25	7,5	6,05	0,513	2007	20,17	5,46
„	70,0	11,60	7,1	5,77	0,419	1581	19,03	5,23
„	58,3	10,21	6,52	5,32	0,453	1255	16,76	3,99
Schonerbark	40,59	8,3	4,02	3,25	0,985	689	12,64	2,86
Brigg	36,8	7,45	4,0	3,375	0,950	683	12,15	2,37
Schonerbrigg	32,0	7,7	4,38	3,75	0,732	513	12,64	2,33
Dreimast-Topsegelschoner	36,6	8,1	4,60	4,00	0,788	691	14,20	1,82
Dreimastschoner	33,3	7,4	3,61	2,92	0,837	515	12,09	2,50
Schoner	27,0	6,57	3,20	2,81	0,857	415	10,94	1,94
„	23,4	5,85	2,92	.	.	330	9,50	1,33
Siebenm.-Gaffelschoner	112,0	15,24	10,5	8,575	.	3770	22,18	1,66
Dreimast- „	33,22	7,47	3,125	2,70	1,175	573	11,69	1,82
Zweimast „ mit Schwert	33,22	8,0	3,125	2,70	1,382	639	12,87	1,55
Schoneryacht	23,1	5,6	3,38	2,90	0,946	331	9,38	−0,17
Logger	22,0	5,95	3,15	2,63	0,714	253	8,68	−0,072
Kutter	18,5	5,80	3,10	2,35	1,41	296	9,74	−0,02

Durchmesser und Materialstärken der Masten, Rahen usw. sowie des stehenden und laufenden Gutes

müssen den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften entsprechen.

Konstruktion der Verjüngungskurve nach Abb. 32, worin AB = gröfster, CD = kleinster Durchmesser.

Abb. 32.

Ladebäume.

Bis zu 3 t Tragfähigkeit und 13 m Länge aus Holz, bei gröfserer Beanspruchung aus Stahl. Hubhöhe der Last über Deck bis zu 8 m, Ausschwingung bis zu 1,8 m von der Bordseite.

Durchmesser der hölzernen Ladebäume

$$d = \sqrt[4]{\frac{83{,}3\, a P l^2}{0{,}05}},$$

worin P = Last, l = Ladebaumlänge,
$a = 0{,}7$ bis $0{,}8$ bei l bis zu 7 m,
$a = 0{,}7$ bis $0{,}9$ bei $l = 7$ bis 10 m,
$a = 0{,}9$ bis $1{,}0$ bei $l = 10$ bis 13 m.

Beispiele für Berechnung von Ladegeschirr s. Herner, Entwurf und Einrichtung von Handelsschiffen.

Lösch-, Lade- und Leiträder.

Ketten- oder Drahtseilscheiben	Mittlerer Durchm. der Scheibe	Aeufsere Breite der Scheibe	Durchm. des Scheibenbolzens	Durchm. des Bolzens der Traverse	Durchm. des Bolzens im Schäckel
Ketteneisendurchm. $= d$	$20\,d$	4 bis $4{,}5\,d$	$1{,}55\,d$	$1{,}8\,d$	$1{,}45\,d$
Drahtseildurchm. . $= d$	$13\,d$	$2\,d$	$1{,}4\,d$	$1{,}5\,d$	$1{,}3\,d$

Bei Hanger-Rädern sind die Abmessungen um rd. 15 % zu vergröfsern. Messingbuchsen und gute Oelschmierung ist erforderlich.

Anzahl der Scheiben bei P bis zu 3 t $= 1$,
„ „ „ „ $P = 3$ bis 5 t $= 2 + 1$,
„ „ „ „ $P = 5$ bis 7 t $= 2 + 2$,
„ „ „ „ $P = 7$ bis 8,5 t $= 3 + 2$,
„ „ „ „ $P = 8{,}5$ bis 10 t $= 3 + 3$.

Baugruppe 32. Ruderzubehör.

Die Gröfse der Ruderfläche ist abhängig von der verlangten Manövrierfähigkeit des Schiffes und beträgt

für transatlantische Dampfer . . . . $^1/_{80}$ bis $^1/_{70}\,LT$,
„ „ Schnelldampfer . . . . $^1/_{85}\,LT$,
„ Kanaldampfer . . . . $^1/_{50}\,LT$,
„ Frachtdampfer für lange Fahrten . . . $^1/_{50}$ bis $^1/_{65}\,LT$,
„ kleinere Dampfer und Segelschiffe . . $^1/_{40}$ „ $^1/_{50}\,LT$,
„ Schlepper und Fähren . . . . $^1/_{30}$ „ $^1/_{40}\,LT$,
„ Kriegsschiffe . . . . $^1/_{30}$ „ $^1/_{50}\,LT$,

wobei für Panzerschiffe die untere, für schnelle Kreuzer die obere Grenze mafsgebend ist.

Gröfste Ruderbreite

nach Steinhaus: { für $L =$ 30 bis 60 m : $^1/_{33}$ bis $^1/_{36}\,L$,
„ $L =$ 60 „ 100 „ : $^1/_{40}$ „ $^1/_{50}\,L$,
„ $L = 100$ „ 150 „ : $^1/_{50}$ „ $^1/_{60}\,L$.

Zur Sicherung hinreichender Ruderstabilität darf bei Balancerudern höchstens $^1/_4$ der Gesamtruderfläche vor der Drehachse liegen.

Bei Handelsschiffen sind für die Abmessungen der Ruderspindel, der Ruderarme, Fingerlinge, Pinne, Quadrant usw. die Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften zu berücksichtigen.

Für die genauere Berechnung der Spindel und der übrigen Teile des Steuergeschirrs wird das Moment aus Ruderdruck mal ⊙-Abstand der Ruderfläche F von der Drehachse zugrunde gelegt. Bezeichnet R den Ruderdruck in kg, so ist

1. nach Middendorf . . $R = 11\,F(\varepsilon v)^2 \sin^2\alpha$, worin
   $\varepsilon = 1$ für Segelschiffe,
   $\varepsilon = 1{,}1$ für Raddampfer,
   $\varepsilon = 1{,}2$ für Schraubendampfer,
   $\alpha =$ Ausschlagwinkel des Ruders (bei Kriegsschiffen $= 35$ bis 40^0, bei Handelsschiffen $= 40$ bis 43^0),
   $v =$ Schiffsgeschwindigkeit in Knoten;

2. nach Rankine . . $R = 11\,Fv^2 \sin^2 \alpha$;
3. „ Weisbach . . $R = 34{,}5\,Fv^2 \sin \alpha\,(1 - \cos \alpha)$;
4. „ Joëssel $R = \dfrac{5{,}293 \sin \alpha}{0{,}2 + 0{,}3 \sin \alpha}\,Fv^2$.

Das Ruder soll in höchstens 30 sk von einer Hartbordlage in die andere gebracht werden können.

Beispiele für Ruderberechnungen s. Middendorf, Jahrbuch d. Schiffbautechn. Gesellschaft 1899; Praetorius, Zeitschr. Schiffbau 1908, Nr. 18 bis 20; Schwarz, Jahrbuch d. Schiffbautechn. Gesellschaft 1909; Gebers, dsgl. 1910; Achenbach, Die Schiffshülfsmaschinen und Pumpen für Bordzwecke. Herner, Entwurf und Einrichtung von Handelsschiffen; Johow, Hilfsbuch für den Schiffbau.

Baugruppe 83. Anker, Ketten, Trossen und Zubehör.

Das Gewicht der Anker wird durch die Klassifikationsgesellschaften oder durch die Reeder vorgeschrieben. Bezeichnet G das

Abb. 33.

Admiralitäts-Anker. Grundmafs $d_0 = 1$.

Abb. 34.

Gewicht des Ankers, so ist für den Admiralitäts-Anker (Abb. 33) das Grundmafs

$$d_0 = 22{,}692 \sqrt[3]{G}$$

(in mm), für den Inglefield-Anker

$$d_0 = 18{,}822 \sqrt[3]{G}$$

(in mm), für den Hall-Anker (Abb. 34) $d_0 = 18{,}5 \sqrt[3]{G}$.

Stärke und Längen der Ankerketten nach Vorschrift der Klassifikationsgesellschaften, Abb. 35 S. 684. Gewicht von Ketten S. 700. Vgl. auch I. Bd., Abschn. Maschinenteile.

Kettenkasten s. S. 677.

Stärke und Längen der Trossen nach Vorschrift der Klassifikationsgesellschaften. Gewichte s. S. 701.

Ankerkrane: Der Durchmesser der Säule mufs den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften entsprechen.

Abb. 35.

Dampf-Ankerspille für Dampfer.*)

Ketteneisendurchmesser . mm	29	38	45	51	64	70
Zylinder-Durchmesser . „	128	152	191	217	242	305
Hub . . . . „	230	254	280	305	356	382
Länge der Fundamentplatte „	1640	1840	2145	2730	2870	3380
Breite „ „ „	1875	2150	2520	3000	3100	4150
Gewicht des Spills . . . t	3,3	3,9	6,2	11	14	20,5

Ankerspille für Segelschiffe.*)

Bauart	Betrieb mittels Balancier		Betrieb mittels Gangspill		
Ketteneisendurchmesser . mm	30	40	45	51	57
Länge der Fundamentplatte „	1000	1120	1350	1550	1750
Breite „ „ „	1550	1700	2200	2350	2510
Gewicht des Spills . . . t	2	4,5	7	9	13

Kleine Hand-Ankerspille.*)

Ketteneisendurchmesser . . . . . mm	17	20	25	29
Länge der Fundamentplatte . . . . „	840	880	1015	1080
Breite „ „ . . . . „	840	960	1050	1300
Gewicht des Spills . . . . t	0,9	1,1	1,7	1,8

*) Von M. Achgelis Söhne in Geestemünde.

Dampf-Gangspille.*)

Zugkraft in der Trosse . . . . t	1	3	5
Zylinder-Durchmesser . . . . mm	128	178	204
Hub . . . . „	204	254	305
Länge der Fundamentplatte . . . . . . „	1430	1650	2120
Breite „ „ . . . . . . „	1090	1300	1750
Gewicht des Dampf-Gangspills . . . . „	1,5	2,4	4,4

Betr. Berechnung von Spillanlagen s. Achenbach, Die Schiffshülfsmaschinen und Pumpen für Bordzwecke.

Baugruppe 34. Poller, Klampen.

Bug- und Heckpoller (Abb. 36).

$l = 2{,}5\,d + 30$ mm,

$s = 0{,}11\,d + 3$ mm,

$s_1 = 2\,s$,

$s_2 = 1{,}5\,s$,

$H = 2\,d + s_2$,

$L = 4{,}5\,d + 30$ mm,

$B = 1{,}6\,d$,

$k = 1{,}25\,d$,

$m = 0{,}16\,d$.

Abb. 36.

Jeder Poller erhält 8 Bolzen, deren Durchmesser $= 0{,}11\,d + 3$ mm ist.

Schiffslänge in m . .	15	21	27	30	42	54	67	79
Pollerdurchm. d in mm	77	98	116	125	158	187	214	240
Pollergewicht in kg .	13,5	24,5	38,0	46,0	87,5	141,0	207,0	292
Schiffslänge in m . .	91	103	115	128	140	152	164	176
Pollerdurchm. d in mm	265	289	314	338	362	387	411	435
Pollergewicht in kg .	388	502	629	780	960	1163	1390	1640
Schiffslänge in m . .	188	201	213	225	237	249	262	
Pollerdurchm. d in mm	459	483	506	530	553	577	600	
Pollergewicht in kg .	1915	2230	2570	2940	3340	3775	4225	

Die Rollen der Holklampen müssen mit Messingbuchsen und Schmierlöchern versehen sein. Die Rollenbolzen sind so auf der Grundplatte zu befestigen, dafs die Rollen jederzeit losgenommen werden können, ohne dafs man die Grundplatte selbst vom Deck lösen mufs.

*) Von M. Achgelis Söhne in Geestemünde.

Holklampen für Bug und Heck.

Schiffslänge	Rollen				Befestigungsbolzen		Ganze Länge der Klampe rd.	Gewicht rd.
	Anzahl	äußerer Durchm.	Höhe	Bolzendurchm.	Anzahl	Durchm.		
m		mm	mm	mm		mm	mm	kg
bis 70	1—2	140	160	38	8	25—29	800	300
70—100	2	160	180	41	8	35	900	400
100—130	2	160	180	48	8	38	1000	450
130—145	3	170	190	51	10	41	1350	500
145—160	3	170	190	57	10	44	1400	600
160—175	3	180	200	63	10	48	1500	700
175—190	4	180	200	70	12	51	1600	900

Baugruppe 35. Ladewinden, Krane und Zubehör.

Ladewinden.*)

Tragfähigkeit . . . . t	1	2	3
Ausladung . . . . „	5,0	5,0	7,0
Zylinder-Durchmesser . . . . mm	128	153	178
Hub . . . . „	254	254	305
Durchmesser der Grundplatte . . . . . „	1200	1300	1655
Gewicht des Krans . . . . t	3,75	5,25	8,5

Netzwinden für Fischdampfer.*)

Bauart	Leichtes Modell 1 Trommel	Schweres Modell	
		1 Trommel	2 Trommeln
Zylinder-Durchmesser . . mm	178	178	178
Hub . . . . „	254	305	305
Länge der Fundamentplatte „	1420	1540	1600
Breite „ „ „	1640	1750	2420
Gewicht der Netzwinde . t	3,5	4,5	6,5

Dampfkrane.*)

Tragfähigkeit . . . . . t	1,5	2	3	4	4,5	5,5	7	10
Zylinder-Durchmesser . mm	114	127	152	178	178	204	204	228
Hub . . . . „	204	254	254	254	305	305	355	380
Länge der Fundamentplatte „	1040	1140	1180	1320	1330	1330	1450	1580
Breite „ „ „	1560	1825	1860	1970	2000	2000	2000	2000
Gewicht der Ladewinde t	1,7	2,375	2,75	2,9	3,325	3,4	4,1	4,8

Betr. Berechnung von Winden usw. s. Achenbach, Die Schiffshülfsmaschinen und Pumpen für Bordzwecke.

*) Von M. Achgelis Söhne in Geestemünde.

Baugruppe 36. Ladeluken, Niedergänge, Treppen.*)

§ 9. Aus jeder zwischen festen Querwänden liegenden Abteilung eines Auswandererdecks mufs eine im lichten mindestens 0,80 m breite, mit festen Geländern versehene Treppe unmittelbar auf das Deck führen. Fafst die Abteilung mehr als 100 Personen, so mufs für jedes Hundert eine solche Treppe vorhanden sein; fafst die Abteilung mehr als 400 Personen, so müssen für je 150 Personen 1 Treppe, mindestens aber deren 4 vorhanden sein.

Im allgemeinen: Treppen Stufenhöhe ∼ 250 mm, oberste Stufe in Deckhöhe, Steigung ∼ 1,35 m/1,0 m.

Stufenentfernung bei Raumleitern und Steigeisen ∼ 400 mm.

Im übrigen sind die Vorschriften der See-Berufsgenossenschaft sowie der Klassifikationsgesellschaft besonders zu berücksichtigen.

Baugruppe 42. Einrichtungen für Wohnräume, Möbel usw.*)

(Betr. Rauminhalt S. 673.)

§ 13. **Schlafkojen.** Die einzelnen Kojen müssen durch niedrige Zwischenwände voneinander getrennt sein; jede Koje mufs mindestens 1,83 m lang und 0,60 m breit sein, doch können Doppelkojen von der doppelten Breite ohne Scheidewand angelegt werden. Mehr als zwei Kojen dürfen nicht übereinander angebracht werden. Der Abstand der unteren Kojen vom Fufsboden mufs mindestens 0,15 m, der Abstand der oberen von der Decke des Raumes mindestens 0,75 m betragen. Zur Erleichterung des Besteigens der Längskojen sind Gänge von mindestens 0,60 m Breite anzubringen.

In Mannschaftsräumen manchmal 3 Kojen übereinander.

Entfernung der Hängematthaken auf Kriegsschiffen = 450 mm.

Für Hängemattkasten rechnet man 10 Hängematten mit 2 Decken auf 1,0 bis 1,2 cbm.

Sitzbreite für einen Mann = 500 bis 550 mm. Breite der Tische = 600 mm, der Bänke = 250 mm.

Auf Kriegsschiffen Kleiderspind für einen Mann 450 mm hoch, 500 mm breit, 500 mm tief, möglichst nicht mehr als 3 übereinander und 3 nebeneinander. Heizerspinde 350 mm hoch, 450 mm breit, 350 mm tief.

§ 22. Die **Krankenräume** müssen möglichst günstig gelegen, mit besonders guten Beleuchtungs-, Lüftungs- und Heizungseinrichtungen, sowie mit einer Tür versehen sein, welche so breit ist, dafs ein Kranker hineingetragen werden kann. In der Nähe der Krankenräume müssen sich eine besondere Badeeinrichtung für die Kranken und zwei Abtritte befinden.

Die Räume sollen enthalten: auf je 100 Personen mindestens 2 Kojen, einen zu Operationen geeigneten Tisch, eine Wascheinrichtung für den Arzt. Die Kojen müssen mindestens an einer vollen Längsseite einen freien Raum von 1 m Breite haben.

Auf deutschen Kriegsschiffen soll das Lazarett Schwingekojen für 2 % der Besatzung enthalten.

Einrichtungen der deutschen Kriegsschiffe nach den „Allgemeinen Bestimmungen für die Schiffsbauten der Kaiserlichen Marine“.

Baugruppe 43. Einrichtungen für Bäder, Waschräume, Aborte.*)

§ 19. Zur ausschliefslichen Benutzung der Auswanderer müssen mindestens 2 Waschhäuser: eins für die männlichen und eins für die weiblichen Auswanderer, von hinlänglicher, der Personenzahl entsprechender Gröfse vorhanden und mit den nötigen Wascheinrichtungen ausgerüstet sein. Auf Dampfschiffen müssen die Häuser mit Wasserleitung oder Pumpen versehen sein.

---

*) Die mit § bezeichneten Absätze sind Auszüge aus den deutschen „Vorschr. f. Ausw.-Schiffe v. 14. März 1898“.

Die Anbringung von Waschhäusern kann unterbleiben, sofern die Auswanderer in Kammern untergebracht werden und in jeder Kammer für je 6 darin unterzubringende Personen mindestens eine fest angebrachte Wascheinrichtung vorhanden ist.

Auf jedem Schiff, welches den 30. Grad nördlicher Breite nach Süden überschreiten soll, mufs eine Bade- oder Brausevorrichtung vorhanden sein.

Den Auswanderern mufs das zum Waschen nötige Süfswasser in ausreichender Menge geliefert werden.

§ 20. Abtritte müssen in solcher Zahl vorhanden sein, dafs für je 50 männliche und für je 50 weibliche Auswanderer mindestens einer zu deren ausschliefslichem Gebrauche dient. Die Abtritte müssen gut gelüftet und bei Tage wie bei Nacht hell beleuchtet sein.

Auf den Dampfern des nordatlantischen Verkehrs sind folgende Einrichtungen gebräuchlich

	je 1 Klosett für	1 Pissoir für	1 Bad für	1 Waschbecken für
I. Klasse	10	20	15	1
II. „	15	20	25	1 bis 2
III. „	20	30	—	6 in Waschhäusern
IV. „	40 bis 50	50	—	20 in Waschhäusern
Matrosen und Heizer	10 „ 15	15 bis 20	—	7 bis 10 in Waschhäusern

Board of Trade verlangt für die Mannschaft für je 10 Mann 1 Klosett.

Auf Kriegsschiffen: je 1 Klosett und 1 Pissoir für

den Geschwader- bzw. Divisionschef,
„ Kommandanten,
„ Chef des Stabes,
12 bis 15 Offiziere,
16 Deckoffiziere, Fähnriche oder Ingenieuraspiranten,
25 Unteroffiziere,
40 Mann der Besatzung.

Tröge der Abtritte für Mannschaft und Zwischendeckpassagiere:

Gröfse	Trog Länge mm	Trog Breite mm	Trog Tiefe mm	Abfallrohr (Blei) Durchm. mm	Spülwasserkasten Anzahl	Spülwasserkasten Länge mm	Spülwasserkasten Breite mm	Spülwasserkasten Höhe mm	Zuflufsrohr Durchm. mm	Abflufsrohr Durchm. mm
2 Sitze	1200	400	350	110	1	500	300	500	25 bis 30	50 bis 60
3 „	1800	400	350	120	2	500	300	500	25 „ 30	50 „ 60
4 „	2400	400	350	130	2	600	350	500	30 „ 35	60 „ 65

Abmessungen der Badewannen: 1700 bis 1800 . 600 bis 650 . 500 bis 550 mm; Höhe vom Fufsboden 700 bis 750 mm.

Waschbecken-Durchm. 350 bis 400 mm.

Abstand der Waschbecken von Mitte bis Mitte = 600 bis 650 mm.

Trichter-Klosetts: oberer Durchm. = 350 bis 380 mm, Platzbreite = 600 bis 800 mm, Platztiefe = 900 mm.

Baugruppe 44. Einrichtungen für Küchen, Anrichten usw.

Abmessungen von Herden, Backöfen usw. S. 702.

Zu Baugruppe 53.

Spülgossen für gröfsere Fracht- und Personen-Dampfer.

Zu entwässernder Raum	Mündung	Stoff	Rohr lichter Durchm.	Rohr Wandstärke	Verschlufs an Deck	Verschlufs der Mündung	Bemerkungen
			qmm	mm			
Freies Deck	aufsenbords	Kupfer oder Blei	75—120	8—12	aufschraubbare Messinggräting oder Sieb aus verzinktem Blech	Metallstutzen mit Rückschlagklappe	
Bewohnte Räume	aufsenbords oder Bilge	Blei	75	8	aufschraubbare Messinggräting und darüber wasserdicht abschliefsender Niederschraub-Deckel	nach aufsenbords Metallstutzen mit Rückschlagklappe, nach der Bilge kein Verschlufs	
Eis- und Proviant-räume	Bilge	Blei	65	7	losschraubbare in Wasser getauchte Kappe, luftdicht	zugänglicher Wasserverschlufs (Klappe oder Rückschlagventil)	
Küchen	aufsenbords	verzinktes Eisen	75	.	halbkugelförmiges Sieb aus verzinktem Stahlblech	Metallstutzen mit Rückschlagklappe	dürfen mit Abflufsleitungen der Ausgüsse und mit Aufwaschtrögen verbunden werden.
Segelkammer, Rudermaschinen-Raum und weniger benutzte Spülgossen	Bilge	Blei	50—65	5—7	Sieb aus verzinktem Stahlblech	kein Verschlufs	
Ueberhängende, durch Stützen getragene Decks (Sonnendeck, Kommando-Brücke, Back usw.)	Wasserlauf des darunter liegenden Decks	Blei	30—65	5—7	Sieb aus verzinktem Stahlblech	kein Verschlufs	An den Stützen entlang zu führen.
Abteilungen für Viehtransport	aufsenbords	Kupfer verzinkt	rd. 100	10	Sieb aus verzinktem Stahlblech	Metallstutzen mit Rückschlagklappe	wasserdichter Verschlufs vom Oberdeck aus zu bewegen (Schieber oder Ventil mit Spindel).

Baugruppe 49. Lüftung.

§ 11. Luftwechsel. Für jede der im § 9 (S. 687) bezeichneten Abteilungen müssen zwei Ventilatoren von mindestens 30 cm Durchm. vorhanden sein, von welchen der eine zum Einlassen, der andere zum Auslassen der Luft dient. Sind mehr als 100 Personen in der Abteilung untergebracht, so mufs entweder die Zahl der Ventilatoren vermehrt oder ihr Querschnitt entsprechend erweitert werden.

A mm	B mm	C mm
100	25	200
200	50	400
300	75	600
400	100	800
500	125	1000
600	150	1200
700	175	1400
800	200	1600
900	225	1800
1000	250	2000
1100	275	2200
1200	300	2400
1300	325	2600
1400	350	2800

Für Laderäume sind die Ventilatoren zollsicher zu verschliefsen (eingesetztes Kreuz oder auf ähnliche Weise).

Teleskopartige Ventilatoren sind nur für übereinanderliegende Laderäume mit gleichartiger Ladung anzuwenden.

Ventilatorköpfe sind drehbar, losnehmbar und feststellbar einzurichten.

Abb. 37.

C
R = A + B
B
A

Betr. Ventilationsmaschinen s. Achenbach, Die Schiffshülfsmaschinen und Pumpen für Bordzwecke.

Baugruppe 53. Pumpen, Rohrleitungen usw.

Betr. Pumpen, Lenz-, Feuerlösch- usw. Leitungen s. Achenbach, Die Schiffshülfsmaschinen und Pumpen für Bordzwecke.

Tafel S. 689.

Baugruppe 55. Boote und Zubehör.*)

Boote: Anzahl und Gröfse wird nach den Vorschriften der See-Berufsgenossenschaft und des Auswanderer-Gesetzes bestimmt. Unter Umständen sind die englischen und amerikanischen Vorschriften zu berücksichtigen. Neue Vorschriften auf Grund der Beschlüsse der Londoner Konferenz erscheinen Ende 1914.

§ 40 der „Vorschriften für Auswandererschiffe".

An Booten müssen vorhanden sein:

Brutto-Raumgehalt des Schiffes cbm			Boote mindestens	Boote zus. mind. cbm	Brutto-Raumgehalt des des Schiffes cbm			Boote mindestens	Boote zus. mind. cbm
	bis	250	2	6	von 2000	bis	2300	4	23
von 250	„	500	2	7	„ 2300	„	2600	4	26
„ 500	„	800	2	8,5	„ 2600	„	2900	4	29
„ 800	„	1100	2	9	„ 2900	„	3600	4	35
„ 1100	„	1400	2	11	„ 3600	„	4300	4	42
„ 1400	„	1700	3	17	„ 4300	„	5000	4	46
„ 1700	„	2000	3	21	„ 5000	„	5700	4	49

*) Vgl. Brix, Bootsbau, 4. Aufl. Herausgeg. v. A. V. Hütte, Berlin 1911. Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn.

Brutto-Raumgehalt des Schiffes cbm	Boote mindestens	Boote zus. mind. cbm	Brutto-Raumgehalt des Schiffes cbm	Boote mindestens	Boote zus. mind. cbm
von 5 700 bis 6 400	4	52	von 21 100 bis 21 800	10	129
„ 6 400 „ 7 100	4	55	„ 21 800 „ 22 500	10	132
„ 7 100 „ 7 800	4	58	„ 22 500 „ 24 000	12	140
„ 7 800 „ 8 500	4	61	„ 24 000 „ 25 500	12	144
„ 8 500 „ 9 200	6	67	„ 25 500 „ 27 000	12	148
„ 9 200 „ 9 900	6	70	„ 27 000 „ 28 500	14	152
„ 9 900 „ 10 600	6	73	„ 28 500 „ 30 000	14	156
„ 10 600 „ 11 300	6	76	„ 30 000 „ 31 500	14	160
„ 11 300 „ 12 000	6	79	„ 31 500 „ 33 000	14	164
„ 12 000 „ 12 700	6	82	„ 33 000 „ 34 500	14	168
„ 12 700 „ 13 400	6	85	„ 34 500 „ 36 000	14	172
„ 13 400 „ 14 100	8	92	„ 36 000 „ 37 500	14	180
„ 14 100 „ 14 800	8	95	„ 37 500 „ 39 000	14	188
„ 14 800 „ 15 500	8	98	„ 39 000 „ 40 500	14	196
„ 15 500 „ 16 200	8	101	„ 40 500 „ 42 000	14	204
„ 16 200 „ 16 900	8	104	„ 42 000 „ 43 500	14	212
„ 16 900 „ 17 600	10	111	„ 43 500 „ 45 000	14	220
„ 17 600 „ 18 300	10	114	„ 45 000 „ 46 500	16	228
„ 18 300 „ 19 000	10	117	„ 46 500 „ 48 000	16	236
„ 19 000 „ 19 700	10	120	„ 48 000 „ 50 000	16	244
„ 19 700 „ 20 400	10	123	„ 50 000	im Verhältnisse mehr	
„ 20 400 „ 21 100	10	126			

Kein Boot darf weniger als 3 cbm Raumgehalt haben.

§ 41. Ermittlung des Raumgehaltes der Boote. Als Raumgehalt eines Bootes in cbm gilt das mit 0,6 vervielfachte Produkt seiner in m ausgedrückten gröfsten äufseren Länge, gröfsten äufseren Breite und inneren Tiefe.

Die Länge wird zwischen den Aufsenflächen der Beplankung neben dem Vordersteven bis zur hinteren Fläche des Spiegels, bzw. bis zur Aufsenfläche der Beplankung neben dem Achtersteven,

die Breite zwischen den Aufsenflächen der Beplankung,

die Tiefe in der Mitte der Länge zwischen der oberen Kante des Schandeckels (Dollbord) und der oberen Kante des Kieles gemessen. Hat das Boot einen Setzbord mit Oeffnungen (Rundseln) für die Riemen, so wird die Tiefe von der Unterkante dieser Oeffnungen bis zur Oberkante des Kieles gemessen.

An jedem Boote mufs der Raumgehalt auf einem Metallschild eingraviert oder in haltbarer Farbe angebracht sein.

§ 42. Art der Boote. Die vorgeschriebenen Boote (§ 40) müssen bis auf zwei Rettungsboote, die beiden anderen feste Boote sein.

Als Rettungsboote gelten:

1. Vorn und hinten scharf gebaute Boote aus Holz oder Metall, welche, wenn aus Holz, entweder mit festen, dichten Luftkasten von mindestens 10 % des Boots-Raumgehaltes oder mit gleichwertigen Schwimmvorrichtungen versehen sind. An jeder Seite mufs aufsenbords eine Sicherheitsleine von vorn bis hinten befestigt sein.

Bei Metallbooten dieser Art ist der räumliche Inhalt der Schwimmvorrichtungen, entsprechend der durch das Baumaterial bedingten geringeren Schwimmfähigkeit, zu erhöhen.

2. Boote, wie unter Ziffer 1, bei welchen mindestens die Hälfte der Schwimmvorrichtung aufsenbords angebracht ist.

Beide Arten von Rettungsbooten müssen bei voller Belastung noch einen genügenden Freibord haben.

§ 43. Ueberschüssiger Bootsraum. Wenn der vorgeschriebene Bootsraum (§ 40) gröfser sein würde, als zur Unterbringung sämtlicher auf dem Schiffe zu befördernden Personen einschliefslich der Schiffsbesatzung und der unterwegs an Bord zu nehmenden Personen notwendig ist, so dürfen der Bootsraum und die Zahl der Boote auf das hierzu notwendige Mafs herabgesetzt werden. Bei dessen Berechnung ist davon auszugehen, dafs die im § 42 Ziffer 1 bezeichneten Boote auf je 0,285 cbm, andere Boote auf 0,23 cbm Raumgehalt eine Person aufzunehmen imstande sind.

§ 44. **Hülfsbootsraum.** Wenn die vorgeschriebenen Boote nicht für alle zu befördernden Personen einschliefslich der Schiffsbesatzung und der unterwegs an Bord zu nehmenden Personen ausreichend Platz gewähren, so mufs bei Schiffen unter 14000 cbm Raumgehalt noch bis zu einem Viertel, bei Schiffen von über 14000 bis 28000 cbm Raumgehalt noch bis zu drei Achteln und bei gröfseren Schiffen noch bis zur Hälfte des vorgeschriebenen Bootsraumes an Hülfsbootsraum in Gestalt von anderweitigen Booten, zusammenklappbaren Booten, Rettungsflöfsen, schwimmenden Decksitzen oder gleichwertigen Einrichtungen vorhanden sein.

Rettungsflöfse, schwimmende Decksitze usw. müssen wenigstens 0,085 cbm Luftkasteninhalt oder eine entsprechende andere Schwimmvorrichtung für die Person haben und auf einem Metallschilde mit dem Vermerke versehen sein, wieviel Personen sie zu tragen vermögen.

Ein Dampf- oder Motorbeiboot kann von den Besichtigern als Ersatz für Hülfsbootsraum zugelassen werden, vorausgesetzt, dafs die Art der Maschine, des Kessels oder der Ausrüstung nicht das Leben der Insassen gefährdet. Der von der Maschine und dem Kessel eingenommene Raum mufs von dem Rauminhalte des Bootes in Abzug gebracht werden.

Boots-Davits: Der Durchmesser der Davits mufs den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften entsprechen.

Betr. Bootswinden, Bootskrane s. Achenbach, Die Schiffshülfsmaschinen und Pumpen für Bordzwecke.

N. Gewichte und Schwerpunkte.

a. Einteilung und Zusammenstellung der Gewichte.

Bemerkung. Eine Gewichts-Zusammenstellung mufs so eingerichtet werden, dafs sie zur möglichst genauen Gewicht- und Schwerpunktbestimmung des Schiffes, zur bequemen Herstellung des Kostenanschlages und zum bequemen Vergleich mit ähnlichen Schiffen benutzt und bei eintretenden Aenderungen leicht und übersichtlich geändert werden kann. Daher qm, cbm, Stückzahl und Einzelheiten der Berechnung angeben!

1. Einteilung für Handelsschiffe.

1. Schiffskörper einschl. Ausrüstung und Einrichtung.
2. Maschinenanlage (Hauptmaschine, Wellenleitung, Propeller, Rohrleitungen, Ventile, Kessel, Hülfsmaschinen und sonstige Einrichtungen zum Bedienen der Maschinenanlage, Treppen, Leitern, Grätings, Ventilatoren für Maschinen- und Kesselraum, Wasser in Kesseln, Kondensatoren und Rohren, Inventar, Ersatzteile).
3. Verbrauchsstoffe zur Ausbesserung und Instandhaltung des Schiffskörpers und der Ausrüstung und Einrichtung.
4. Verbrauchsstoffe für die Maschinenanlage und die gesamte übrige maschinelle Einrichtung des Schiffes (Heizstoff für Hauptmaschine, Hülfsmaschinen, Küche, Heizung, Dampfbeiboote usw., Speisewasser, Schmierstoff, Twist, Farbe usw.).
5. Besatzung mit Sachen, Proviant, Wasch- und Trinkwasser.
6. Passagiere, Gepäck, Proviant, Wasser.
7. Vieh, Futter, Wasser. 8. Ladung. 9. Ballast. 10. Reserve.

(zu 3.–10.: „Tragfähigkeit" S. 628.)

2. Einteilung für Kriegsschiffe.

1. Schiffskörper einschl. Ausrüstung und Einrichtung.
2. Panzerung (Gürtel, Kasematten, Geschütztürme, Panzerdecks, Holzhinterlage), Zellenfüllung.

3. Maschinenanlage (wie oben).
4. Verbrauchsstoffe zur Reparatur und Instandhaltung des Schiffskörpers und der Ausrüstung und Einrichtung.
5. Verbrauchsstoffe für die Maschinenanlage (wie oben).
6. Artillerie, Munition.
7. Torpedoarmierung.
8. Besatzung mit Sachen, Proviant, Wasch- und Trinkwasser.
9. Reserve.

b. Muster für die Gewicht- und Schwerpunktrechnung.

Gegenstände (nach Gruppen geordnet!)	Querschnitt-abmessungen	lfd. m, qm, Stückzahl	Einheitsgewicht	Mehrere Spalten für die einzelnen Baustoffe. kg	kg	kg	kg	Gesamtgewicht	Abstand des ⊙ vom Spant 0	Horizontalmomente	Höhe des ⊙ über Kiel	Vertikalmomente
								Summe A		Summe B		Summe C

Gesamtgewicht = Summe A.

$$\text{System} \odot \text{ vor Spant } 0 = \frac{\text{Summe B}}{\text{Summe A}} \qquad \text{System} \odot \text{ über Kiel} = \frac{\text{Summe C}}{\text{Summe A}}.$$

c. Angaben zur Gewicht- und Schwerpunktberechnung.

1. Schiffskörper einschl. Ausrüstung und Einrichtung.

α) Baugruppen und Baustoffgruppen.

Einteilung der Gewichtberechnung nach „Baugruppen" (S. 679). In jeder Baugruppe werden die Baustoffe nach folgenden „Baustoffgruppen" eingeteilt und getrennt berechnet.

I. Schwere Schmiede- und Gufsteile,
Schmiedestücke, Eisengufs, Stahlgufs, Bronze.

II. Walzstahl,
Platten (Grobblech, Feinblech, Riffelblech), Winkel, Profile.

III. Niete, Schrauben, Bolzen, Nägel.

IV. Zimmerholz. (Verschiedene Holzsorten.)

V. Verschiedene Stoffe:
1. Werg, Segeltuch, Filz, Pappe,
2. Marineleim, Teer, Pech, Asphalt, Kitt,
3. Glas, Porzellan, Fliesen, Zement, Marmor, Schiefer, Koks, Kacheln, Isolierstoff,
4. Linoleum, Papyrolith, Pegamoid, Linkrusta,
5. Gummi, Leder,
6. Farbe, Spachtel, Mennige, Verzinkung, Kupferbeschlag, Bleibeschlag, Zinkbeschlag.

VI. Ausrüstung und Einrichtung:

1. Apparate, Hülfsmaschinen, Anker, Ankerketten, Trossen, Boote, Instrumente, Takelageteile, Tauwerk, kleine Ketten, Inventarien,
2. kleine Holzteile, Möbel usw.,
3. kleine Schmiedeteile, Bleche, Blei, Zink, Drahtnetz, Beschläge aller Art,
4. kleine Eisengufs-, Bronze- usw. Teile,
5. Rohre,
6. Elektrische Kabel,
7. Segel, Persenninge, Bezüge, Polster, Gardinen, Vorhänge, Matten, Teppiche,
8. Verschiedenes.

β) Ueberschlagzahlen für Gewicht und Schwerpunkt.

Das Gewicht des Schiffskörpers einschl. Ausrüstung und Einrichtung (s. o.) kann man durch LBH-Koeffizient ausdrücken. Der Koeffizient ist natürlich abhängig von der Klasse, für die das Schiff gebaut werden soll, von der Gröfse und Art der Aufbauten über dem obersten durchlaufenden Deck, von der Anzahl der Decke, der Schotten, der eingebauten Tanks, von besonderen Einrichtungen für Ladung, Passagiere usw.

Beim Vergleich zweier ähnlichen Schiffe nach diesem Verfahren kann man die Aufbauten in der Weise berücksichtigen, dafs man ihren Rauminhalt auf die Schiffslänge gleichmäfsig verteilt und die Höhe dieses Körpers zu H addiert. Wird H bis zum obersten durchlaufenden Deck angenommen, so gelten folgende Annäherungswerte:

Hölzerne Schiffe.

Grofse Segelschiffe	140 bis 160 LBH kg
„ Segelyachten	100 „ 125 „ „
Kleine „	bis zu 45 „ „
„ Motorboote, Kreuzer	etwa 100 „ „
„ „ Rennboote	bis zu 50 „ „

Eiserne und stählerne Schiffe.

Grofse Schnelldampfer	210 bis 220 LBH kg
„ Postdampfer	220 „ 235 „ „
Kleinere „	180 „ 220 „ „
Kanaldampfer (H bis Hauptdeck)	170 „ 190 „ „
„ (H bis Sturmdeck)	110 „ 130 „ „
Dampfyachten	150 „ 160 „ „
Grofse Frachtdampfer (Volldecker)	180 „ 200 „ „
„ (Sturmdeck, Spardeck)	160 „ 180 „ „
Kleine „	180 „ 200 „ „
Fischdampfer	190 „ 200 „ „
Schlepper, Lotsendampfer u. dgl.	150 „ 200 „ „
Eisbrecher	200 „ 230 „ „
Kleinere Revierdampfer	100 „ 130 „ „
Flufs-Raddampfer mit grofsen Aufbauten	140 „ 160 „ „
„ ohne grofse „	130 „ 150 „ „

Flufs-Rad-Schleppdampfer	150 bis 170 LBH kg
Barkassen und Motorboote	75 „ 100 „ „
Grofse Segelschiffe für Frachtfahrt	etwa 155 „ „
„ „ „ „ (m. Ballasttanks)	160 bis 175 „ „
Kleinere „	145 „ 165 „ „
Logger	150 „ 160 „ „
Linienschiffe	110 „ 150 „ „
Grofse Kreuzer	110 „ 150 „ „
Kleine „	120 „ 130 „ „
Kanonenboote	170 „ 180 „ „
Torpedoboote	90 „ 105 „ „

Bemerkung. Für Kriegsschiffe mit Holzhaut und Kupferbeplankung ist mehr die obere Grenze mafsgebend.

Der **Schwerpunkt des leeren Schiffskörpers** (ohne Maschine, mit Ausrüstung und Einrichtung) liegt im allgemeinen bei Handelsschiffen ungefähr auf 0,66 H, bei Schiffen mit Doppelboden ungefähr auf 0,6 H, über Oberkante Kiel, und etwa 0,5 bis 1,0 m hinter der Mitte der „Länge über alles". Art und Umfang der Aufbauten sind hierbei besonders zu berücksichtigen.

Fertig ausgerüstete Schiffe mit Maschinen und Kesseln	Schwerpunkt über Oberkante Kiel	
	leer mit Wasser in Kesseln	gleichmäfsig beladen
Grofse Schnell- u. Postdampfer	0,7 bis 0,75 H	0,67 bis 0,72 H
Sturmdeck-Frachtdampfer	0,55 „ 0,6 H	0,53 „ 0,58 H
Grofse Frachtdampfer mit Poop, Brücke, Back	0,6 „ 0,65 H	0,58 „ 0,63 H
Tankdampfer	0,56 „ 0,6 H	0,55 „ 0,59 H
Kleine Frachtdampfer mit Aufbauten	0,65 „ 0,85 H	0,6 „ 0,8 H
Grofse Segelschiffe	0,78 „ 0,82 H	0,6 „ 0,72 H
Fischdampfer	0,7 „ 0,8 H	0,66 „ 0,75 H
Dampfyachten, Kanaldampfer (Sturmdeck)	0,6 „ 0,7 H	—
Schrauben-Schleppdampfer	0,65 „ 0,75 H	—

Vgl. auch die Angaben auf S. 710.

γ) Einheitsgewichte.

(Vgl. I. Bd. Abschn. Stoffkunde.)

I. Schwere Schmiede- und Gufsstücke.

Balkenkiel und gerader Teil des Vorstevens sind gewöhnlich unter Stabeisen (Profile) mit zu verrechnen. Vorsteven (Schuh), Hintersteven, Wellenaustritte, Ruderrahmen, Quadrant, Ruderbremse müssen nach Zeichnung berechnet oder nach ähnlichen Schiffen geschätzt werden.

II. Walzstahl.

Im allgemeinen 1 cbm = 7850 kg.

Getrennt zu rechnen: Grobblech, Feinblech, Riffelblech usw., Winkel, Profile, Deckstützen, Packeisen usw.

Plattengewichte für 1 qm I. Bd. Abschn. Stoffkunde.

Gewichte der Profile (Stabeisen) für 1 m I. Bd. Abschn. Stoffkunde, aufserdem Profilhefte der Walzwerke. (Schiffbaustahl-Kontor.)

Ueberlappungen und Laschen werden entweder mit 6 bis 7 % des Plattengewichtes eingesetzt oder nach den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften berücksichtigt, wobei man Platten von 5 bis 8 m Länge und 1,0 bis 1,8 m Breite annimmt, ebenso die Verschwächung der Dicken nach den Enden, bzw. bei Schotten von unten nach oben.

Mittlere Fläche der Bodenwrangen bei Schiffen ohne Doppelboden:

δ/β	0,60	0,83	
für $^1/_2$ L	0,89	0,98	mal ⊗ Bodenwrange
„ $^1/_1$ L	0,60	0,80	„ ⊗ „

Bei Schiffen mit Doppelboden:

δ/β	0,755	0,81	
Bodenwrangen .	0,60	0,70	mal ⊗ Bodenwrange
Kimmstützplatten	0,83	0,90	„ ⊗ Kimmstützplatte

Dazu kommen noch Bodenwrangen vor und hinter dem Doppelboden

Mittlere Länge der Spanten:

δ/β	0,60	0,83	
für $^1/_1$ L	0,85	0,96	mal ⊗ Umfang
„ 0,6 L	0,93	0,96	„ ⊗ „

Bei Schiffen mit Doppelboden und $\delta/\beta = 0{,}755$ ist

die mittlere Spantlänge im DB = etwa 0,75 × ⊗ Länge,
„ „ „ aufserhalb „ = „ 1,10 × ⊗ „

Für Maschinenfundamente einschl. Kessellager, Tunnellagerböcke und Fundamente für Hülfsmaschinen kann man bei gewöhnlicher Bauweise für 1 PSi etwa 3,5 kg Profile und 6,0 kg Platten, bei leichter Bauweise etwa 2,0 kg Profile und 3,5 kg Platten rechnen.

Das Gewicht der Aufsenhaut kann man ermitteln, indem man das Gewicht von 1 m Länge des Hauptspantquerschnittes bis zum obersten durchlaufenden Deck mit der Schiffslänge in m und folgendem Koeffizienten multipliziert:

Schiffsart	δ/β	Koeffizient
Grofser Postdampfer . . .	0,755	0,99
„ Frachtdampfer . .	0,810	1,00
Fischdampfer	0,640	0,96
Seeschlepper	0,590	0,93
Flufs-Rad-Passagierdampfer	0,600	0,90

Aufbauten, Dopplungen, Eisverstärkungen, Wellenhosen sind besonders zu rechnen! Dsgl. die Ruderplatten.

Deckflächen sind im Durchschnitt = 0,8 LB.

Bei Riffelblech sind für die Riffeln 4,5 kg/qm zuzuschlagen.

Packeisen und Keile gewöhnlich etwa 3% vom Plattengewicht.

Gewöhnlich ist das Gesamtplattengewicht doppelt so grofs wie das Gesamtprofilgewicht.

Für Verschnitt usw. sind etwa 7 % zuzuschlagen für die Kostenberechnung. Der Abfall (Schrott) beträgt etwa 10 %.

III. Niete, Schrauben, Bolzen, Nägel.

Getrennt zu rechnen: Eisen, Stahl, Bronze, Messing, verzinkt usw.

Durchmesser und Nietentfernung nach Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften.

Für Nietköpfe bei Entwurfsrechnungen 3,5 % des Gesamt-Walzeisengewichts zuschlagen (schwankend, beeinflufst z. B. durch [-, Z- usw. Profile statt ⅂L).

Gesamtgewicht der für ein Schiff erforderlichen Niete = rd. 6 % des Walzeisengewichts für gewöhnliche Schiffe, bei Petroleumdampfern rd. 7,5 %.

Gewicht von Nietköpfen, Bolzen, Muttern usw. I. Bd. 5. und 6. Abschn. Niete.

Gewicht von schweifseisernen Nieten mit Köpfen gewöhnlicher Gröfse.

(Angaben von A. Sternberg, Nietenfabrik, Soest-Westfalen.)

Dmr.	Kopf		für (Setz-)Kopf erforderlich	1 m Nieteisen wiegt	Dmr.	Kopf		für (Setz-)Kopf erforderlich	1 m Nieteisen wiegt
	Breite	Höhe				Breite	Höhe		
mm	mm	mm	mm	kg	mm	mm	mm	mm	kg
10	18	7	18	0,611	19	35	12,5	35	2,205
11	20	7	20	0,739	20	36,5	13	36	2,443
12	22	8	22	0,879	21	38	14	37	2,693
13	24	9	23	1,032	22	40	14,5	38	2,956
14	26	9,5	24	1,197	23	42	15	41	3,231
15	27,5	10	25	1,374	24	43,5	15,5	42	3,518
16	29,5	11	28	1,563	25	45,5	16,5	43	3,817
17	30,5	11,5	30	1,765	26	47	17	45	4,129
18	33	12	33	1,979					

Beispiel: 1000 Stück Niete von 26 mm Durchm. und 50 mm Schaftlänge = (45 + 50) . 4,129 = 392 kg.

Zugabe für Schliefskopf bei Nietbestellungen im Mittel = 1 d, für hydraulische Nietung bis zu 1,6 d, einerlei ob Schellkopf oder versenkt.

Gewicht von Deckbolzen:

10 Stück galvan. Schraubbolzen m. Mutter 3½″ lang ⅝″ Dmr. = 2,2 kg,
10 „ „ „ „ „ 3″ „ ⅝″ „ = 1,95 „ ,
10 „ „ „ „ „ 3″ „ ½″ „ = 1,15 „ .

Für Holzbefestigung (Schrauben, Nägel, Schlösser, Hänge, sonstige Beschläge) rechnet man bei Entwürfen 4 bis 5 % des Holzgewichts.

IV. Zimmerholz.

Hierunter ist das für die Ausrüstung und Einrichtung (s. u.) zu verwendende Tischlerholz nicht zu verrechnen.

Für Gewichtsberechnungen kann man folgende Einheitsgewichte für die verschiedenen Holzarten benutzen:

Holzart	kg/cbm	Holzart	kg/cbm
Buche	700	Mahagoni	650
Ceder	500	Oregonpine	600
Cypresse	660	Pappel	510
Eiche	800	Pitchpine	720
Esche	750	Pockholz	1330
Fichte	550	Tanne	600
Föhre (Kiefer)	650	Teak	900
Greenheart	1000	Ulme (Rüster)	700
Lärche	600	Yellowpine	550
Linde	760		

Anzugeben: Holzart, Abmessungen, lfd. m, cbm.

Verschnitt: 30 bis 50 %.

Hölzerne Kammerwände einschliefslich Türen usw. wiegen 26 bis 32 kg/qm, oder man nimmt als durchschnittliche Dicke für Wände 40 mm, für Verschalung und Verkleidung (Wegerung) 30 mm.

V. Verschiedene Stoffe.

Farbe (Mennige, Schiffsbodenfarbe, Oelfarben, Lack, Teer, Kitt, Spachtel) bei gewöhnlichen Frachtdampfern rd. 0,5 LBH kg, bei Kriegsschiffen 1,5 LBH kg, bei besseren Schiffen bis zu 2 bis 3 LBH kg (folgende Tafel). Verlust: etwa 15 %.

Art der Farbe	Holzanstrich in g/qm			Art der Farbe	Eisenanstrich in g/qm		
	Erster Anstrich	Zweiter Anstrich	Dritter Anstrich		Erster Anstrich	Zweiter Anstrich	Dritter Anstrich
Grundfarbe	80	—	—	Bleimennige	136	152	140
Mastenfarbe	110	84	74	Eisenmennige	120	112	103
Bleiweifs	—	105	90	Bleiweifs	—	87	63
Zinkweifs	—	95	85	Zinkweifs	—	83	50
Schwarz	—	22	28	Schwarz	—	25	32

Verzinkung: 0,5 kg/qm.

Kalfaterung: 0,04 bis 0,06 kg Werg und 0,05 kg Pech für 1 m Ducht; auf je 25 mm Plankendicke eine Ducht.

Zementierung (einschliefslich Sand, Steine, Koks usw.) bei kleinen Schiffen 9 bis 10 LBH kg, bei gröfseren Schiffen weniger, bei Kriegsschiffen bis zu $2\,LBH$ kg. Days oder Briggs Zement bei wagerechten Flächen = 10,7 kg/qm, bei lotrechten Flächen = 5 kg/qm.

Wärmeschutzstoff: Holzkohle 180 kg/cbm, Kieselgur 200 kg/cbm, Schlackenwolle 225 kg/cbm, Isolierpapier 0,2 kg/qm, Korkstein 30 mm 26,2 kg/qm, Kork, geprefst, 440 kg/cbm, Korkschrott 80 kg/cbm, Korkplatten 20 mm 350 kg/cbm, Filzzwischenlage 2,6 kg/qm, Asbestzwischenlage 8,4 kg/qm, Bimssteingrus 463 kg/cbm, Tuffsteinplatten 400 kg/cbm, Schwemmstein 462 kg/cbm, Diatomitplatten 300 kg/cbm.

Fliesen, in Zement mit Unterlage (rd. 100 mm dick) ~ 100 kg/qm.

Gips 2170 kg/cbm.

Gummi, 7 mm dick, 12 kg/qm.

„ 4 mm dick mit einer Einlage, 7 kg/qm.

Kupfer-Bodenbeschlag: Plattengröfse 1,22 . 0,36 = 0,44 qm; für Ueberlappung (20 mm) 7,5 % des Plattengewichtes; für Befestigung 0,5 kg für eine Platte; Filzunterlage 2 kg/qm.

Linoleum, 4,5 mm dick, und Klebstoff, 5,5 kg/qm, für Befestigung (Leisten, Schrauben usw.) 10 % Zuschlag. Verschnitt: 30 %.

Litosilo (Steinholz) 30 mm 40 kg/qm, Pegamoid 0,6 kg/qm.

VI. Ausrüstung und Einrichtung.

Die Gegenstände sind möglichst nach den zu ihrer Herstellung erforderlichen Arbeiten zu trennen: Schmiede, Giefserei, Schlosserei, Kupferschmiede, Tapezierer, Bildhauer usw.

Zuschlag für Kostenanschlag bei Schmiedearbeiten 20 %, bei Gufssachen 5 %, bei Tauwerk 5 %.

Baugruppe 31. Masten, Rundhölzer, Takelung, Segel (S. 680)

= 4 bis 5 % vom Gewicht des übrigen Schiffskörpers. Nach Steinhaus wiegen:

Eiserne Masten mit Rahen, Takelung und allem Zubehör = 400 l kg (Länge von Oberkante Kiel bis zum zweiten Absatz der Bramstenge); Schwerpunkt über Oberkante Kiel = 0,413 l

Eiserne Masten ohne Rahen (Besanmasten), mit allem Zubehör = 195 . l kg (Länge von Oberkante Kiel bis zum zweiten Absatz der Besanstenge); Schwerpunkt über Oberkante Kiel = 0,437 l.

Eisernes Bugspriet mit Zubehör = 175 l kg (Länge vom vorderen Lot bis zum Mittelklüverleiter).

Gewichte von Rahen nach Middendorf:

Länge d. Rah m	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32
Rah a. Stahl kg	90	140	250	400	550	750	1000	1300	1700	2200	2800	3500	4350	5350
Rah aus Holz „	50	100	150	250	400	580	840	1150	1500	1960	2500	3150	3900	—
Beschläge . „	20	40	60	80	90	100	120	150	200	250	320	400	500	600

Gewicht des Segeltuches kg/qm	Gewicht des fertigen Segels einschl. Lieke, Verdopplungen usw. kg/qm
0,90	Grofssegel und Fock 1,8; Sturmsegel 1,8 bis 2,0
0,87	Marssegel 2,4 bis 2,1; Stagsegel und Klüver 1,6
0,78	Rahsegel 1,7 bis 1,4; Gaffelsegel 1,3; Klüver 1,1
0,83	Kreuzsegel 2,1 bis 2,0; Stagsegel und Klüver 1,55
0,74	Rahsegel 1,6 bis 1,2; Gaffelsegel 1,1; Klüver 1,05
0,70	Bramsegel 1,5 bis 1,2; Leesegel 1,3; Klüver 1,0
Leichtes Tuch 0,58	Bramsegel 1,0; Leesegel 0,9; Klüver 0,97
Bramtuch 0,565	Oberbram- und Leesegel 0,85; Aufsenklüver 0,95
Bramtuch 0,36	Oberbram- und Leesegel 0,75; Aufsenklüver 0,75

Nach Steinhaus kann man für die ganze Segelfläche rechnen: 530 kg für 100 qm.

Nach Middendorf ist

b. Segelflächen von	400–600	700	800	950	1200—1500	1700—2200	2650 qm
das Gesamtgewicht der Takelung =	23–25	31	39	47	50—52	57—63	62—65 kg/qm

Art des Schiffes	Schoner	Schonerbrigg	Brigg	Bark	Vollschiff
Segelfläche . . qm	430—570	680	950	810	1310–2170
Stehendes Gut kg/qm	1,4—1,6	2,9	4,6	5,0	5,2–7,0
Laufendes „ „	6,4—6,8	8,3	10,8	14,6	13,0–15,8

„Hansa"-Ladeblöcke der Atlaswerke A.-G. Bremen für Drahtseil.

Zulässige Belastung . . . . . . kg	3000	5000	5000
Gewicht des oberen Blockes . . „	33	46	53
„ „ unteren „ . . . „	44	57	66

Baugruppe 32. Ruderzubehör (S. 682).

Gewicht des Steuergeschirrs (Dampfsteuerapparat, Aushülfssteuerung, Wellen-, Rohrleitungen usw.) nach Middendorf:

Durchmesser der Ruderspindel	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550 mm
Gewicht des Steuergeschirrs	350	1100	2550	5000	8400	12900	18200	24600	32000	41000	49000 kg

Baugruppe 33. Anker, Ketten, Trossen und Zubehör (S. 683).

Gewichte nach Vorschrift der Klassifikationsgesellschaften oder nach Wünschen der Reeder, bei Kriegsschiffen nach besonderer Vorschrift.

Gewöhnliche Ketten I. Bd. 6. Abschn. Maschinenteile.

Ankerketten: Ist d der Durchmesser des Ketteneisens in mm, so ist das Gewicht der Ankerkette $0{,}0246\, d^2$ kg/m.

Tauwerk (vgl. I. Bd. 6. Abschn. Maschinenteile).

Wenn u den Umfang der Trosse in cm bedeutet, wiegt ungefähr in kg

1 m Hanftrosse . .	$0{,}00877\,u^2$	1 m Manilatrosse . .	$0{,}00673\,u^2$
1 m Hanfkabel . . .	$0{,}00817\,u^2$	1 m Manilakabel . .	$0{,}00589\,u^2$
1 m Stahltrosse . .	$0{,}034\,u^2$	1 m Stahldraht . . .	$0{,}06331\,u^2$

Gewicht und Bruchfestigkeit von Tauwerk.

Umfang		Stahl				Eisen		Hanf		Manila	
		72 Drähte		114 Drähte		42 Drähte					
engl. Z.	mm	Bruchfestigkeit kg rd.	Gewicht kg/m	Bruchfestigkeit kg rd.	Gewicht kg/m	Bruchfestigkeit kg rd.	Gewicht kg/m	Bruchfestigkeit kg rd.	Gewicht kg/m	Bruchfestigkeit kg rd.	Gewicht kg/m
1	25	2500	0,16	3400	0,25	1700	0,25	750	0,11	1200	0,06
$1^1/_4$	32	3800	0,28	5000	0,40	2500	0,40	900	0,13	1400	0,09
$1^1/_2$	38	5000	0,39	7200	0,55	3600	0,55	1050	0,15	1800	0,11
$1^3/_4$	45	6500	0,47	9500	0,70	4700	0,70	1200	0,18	2000	0,14
2	51	8000	0,70	12000	0,90	6000	0,90	1300	0,22	2400	0,17
$2^1/_4$	57	10000	0,85	16000	1,20	8000	1,20	2000	0,27	3000	0,22
$2^1/_2$	64	12000	1,00	19000	1,45	9500	1,45	2500	0,31	3500	0,26
$2^3/_4$	70	14000	1,24	23000	1,70	12000	1,70	3000	0,38	4000	0,31
3	76	18000	1,50	28000	2,00	14000	2,00	3500	0,46	5000	0,36
$3^1/_4$	83	20000	1,70	33000	2,40	16000	2,40	4000	0,56	6000	0,42
$3^1/_2$	89	24000	1,95	38000	2,80	19000	2,80	4500	0,65	7000	0,50
$3^3/_4$	95	28000	2,40	44000	3,20	22000	3,20	5000	0,74	8000	0,57
4	102	32000	2,90	51000	3,60	25000	3,60	5500	0,85	9000	0,65
$4^1/_4$	108	36000	3,15	57000	4,00	28000	4,00	6000	0,96	10000	0,72
$4^1/_2$	114	40000	3,45	64000	4,55	32000	4,55	7000	1,00	12000	0,80
$4^3/_4$	121	47000	3,70	72000	5,10	36000	5,10	8000	1,20	14000	0,90
5	127	52500	4,00	80000	5,90	40000	6,00	9000	1,40	16000	1,00

Gewichte von Ankerspillen usw. S. 684.

Baugruppe 34. Poller, Klampen, Klüsen S. 685.

Baugruppe 35. Ladewinden, Krane und Zubehör S. 686.

Baugruppe 37. Wasserdichte Verschlüsse.

Nach Angabe der Atlaswerke A.-G. in Bremen wiegt eine hydraulische Schottentür-Schliefsanlage

mit	5	Türen	etwa	10 600 kg,
„	10	„	„	19 500 „ ,
„	20	„	„	34 000 „ .

Baugruppe 42. Einrichtungen für Wohnräume, Möbel usw.

Für hölzerne Möbel kann man als Ueberschlag das Gewicht der Kammerschotte rechnen oder auch für eine normale Kammer 0,20 cbm Teak und 0,20 cbm Föhre.

1 eiserne wegnehmbare Koje (f. Mannsch. u. Zwischendecker) = rd. 30 kg
1 Gufseisensäule für einen Salontisch = 18 kg
1 Salonstuhl = 16 kg.

Baugruppe 44. Einrichtungen für Küchen, Anrichten u. dgl.

Dampfkochherde (Becker & Ullmann):

Personenzahl	50	100	150	200	300	400	500	600	700
Länge	1900	2200	2500	2750	3150	3150	3550	3550	3550 mm
Breite	650	750	900	1000	1100	1100	1250	1250	1250 „
Gewicht	600	880	1020	1210	1660	1850	2020	2200	2340 kg

Senkings Koch- und Bratherde:

Personenzahl	20	30	40	50	60	70	80	90
Länge	1220	1280	1380	2760	2760	2760	2760	3110 mm
Breite	700	900	1000	750	800	900	1000	1000 „
Gewicht	600	800	970	1530	1650	1840	2000	2250 kg

Senkings Etagen-Brat- und Backöfen:

Länge	1200	1100	1000	960	900	850 mm
Breite	920	820	780	750	720	670 „
Höhe	1700	1700	1700	1650	1600	1600 „
Gewicht	1500	1350	1200	1050	900	750 kg

Baugruppe 48. Kühlmaschinen. (Nach Angabe der Atlaswerke A.-G. in Bremen.)

Leistung in WE bei -2^0 bis -5^0 Sole und 10^0 Seewasser.

Ammoniakmaschinen:

Stdl. Lstg. (WE)	35 000	50 000	100 000	170 000	220 000	280 000	360 000
Nettogewicht t	5,0	7,0	11,0	16,0	18,0	21,0	25,6

Kohlensäuremaschinen:

Stdl. Lstg. . . WE	28 000	50 000	100 000	150 000	200 000	250 000
Nettogewicht . . . t	4,8	9,0	14,0	18,0	20,0	24,0

Baugruppe 50. Fenster. (Nach Angabe der Atlaswerke A.-G. in Bremen.)

250 mm Seitenfenster mit Blende und Einlegedeckel (schwere Ausführung) . . . . = 57 kg
300 „ Seitenfenster, dsgl. . . . . = 94 „
250 „ „ mit Blende und Einlegedeckel (leichte Ausführung) . . . . = 42 „
300 „ Seitenfenster, dsgl. . . . . = 64 „
450 „ „ dsgl. . . . . = 122 „
375 „ „ mit Einlegedeckel . . . . = 77 „
300 „ „ ohne Blende usw. . . . . = 49 „
350 „ „ „ „ „ . . . . = 60 „

275 mm Seitenfenster mit Blende, Einlegedeckel und Ventilationseinrichtung (Utley) . . . . = 110 kg
300 „ Seitenfenster, dsgl. . . . . = 100 „
350 „ „ , dsgl. . . . . = 108 „
350 „ „ , drehbar (Pivotfenster) mit Blende . . = 59 „
400 „ „ „ „ „ „ . . = 67 „
350 „ „ „ „ „ „ und Ventilationseinrichtung . . . . = 90 „
500 . 400 mm Seitenfenster, drehbar, mit geraden Seitenrändern und rundem Flansch an der Aufsenhaut = 75 „
600 . 500 „ Seitenfenster, dsgl. . . . . = 92 „
500 . 400 „ „ , dsgl., klappbar . . . . = 69 „
815 . 550 „ Salonschiebefenster, rahmenlos . . . . = 156 „
800 . 500 „ „ Metallrahmen . . . . . = 176 „
575 . 425 „ „ mit Spindelantrieb . . . = 98 „
650 . 500 „ „ „ „ . . . . = 107 „
Salonfenster mit besonderer Ventilationsklappe (Ideal), grofse Scheibe 500 . 350 mm, kleine Scheibe 145 . 350 mm . = 56 „
200 mm festes Oberlichtfenster . . . . = 4 „
300 „ „ „ . . . . = 8,5 „
400 . 250 mm festes Oberlichtfenster . . . . = 18 „
450 . 350 „ „ „ . . . . = 22 „
400 . 250 „ klappbares Oberlichtfenster . . . . = 26 „
450 . 350 „ „ „ . . . . = 40 „

Baugruppe 53. Pumpen.

Duplex-Dampfpumpen für niederen Druck (Waschwasser-, Trinkwasser-, Spül- und Lenz-Leitungen):

Leistung . . .	130	300	600	800	1100	2000 l/min
Gewicht . . .	130	320	950	1200	1450	2700 kg

Duplex-Dampfpumpen für hohen Druck (Speise-, Feuerlösch- usw. Leitungen):

Leistung . . .	360	620	1510	2500	3700 l/min
Gewicht . . .	1100	2000	3410	5300	7800 kg

Stones Pumpen:

Zylinderdurchm.	114	140	178 mm
Leistung . . .	11	17	27 cbm/st
Gewicht . . .	285	372	500 kg

Baugruppe 55. Boote.*) Vgl. S. 690.

*) Vgl. Brix, Bootsbau, 4. Aufl. Herausgeg. v. A. V. Hütte. Berlin 1911. Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn. — S. a. die Gewichtsangaben über gedeckte Boote und nahtlose Stahlboote im Schiffbau 1913 S. 856. — Neue Vorschriften auf Grund der Beschlüsse der Londoner Konferenz erscheinen Ende 1914.

Hölzerne Rettungsboote für Handelsschiffe in Diagonal-Bauart (von H. Oltmann in Motzen a. d. Weser) nach Vorschrift der See-Berufsgenossenschaft.

Länge zw. Aufsk. Sponung . m	9,40	9,14	9,14	8,54	8,54	7,92	7,92	7,32	7,32	6,70	6,70
Breite über Planken . m	2,75	2,75	2,60	2,60	2,44	2,36	2,06	2,20	1,98	1,98	1,83
Tiefe von Oberk. Schandeckel bis Innenk. Sponung . . m	1,14	1,14	1,07	1,07	1,05	0,99	0,90	0,90	0,90	0,80	0,75
Raumgehalt . cbm	17,68	17,19	15,26	14,25	13,10	11,20	8,80	8,70	7,83	6,37	5,50
Gewicht ohne Inventar . . kg	1400	1375	1350	1150	1125	1000	975	975	800	650	600
Gewicht mit Inventar . . kg	1750	1725	1700	1475	1450	1325	1275	1275	1075	900	850
Personenzahl . .	62	60	53	50	46	41	31	30	27	22	19

Francis-Patentboote mit kupfernen Luftkasten.

Länge . . . . m	9,75	9,15	9,15	8,55	8,55	8,55	7,90	7,90	7,90	7,30
Breite . . . . „	2,75	2,75	2,60	2,60	2,45	2,30	2,30	2,20	2,05	2,20
Höhe . . . . . „	1,15	1,15	1,10	1,10	1,05	1,00	1,00	0,95	0,90	0,95
Raumgehalt . cbm	18,5	17,4	15,7	14,7	13,2	11,8	10,9	9,9	8,7	9,2
Gewicht ohne Inv. kg	1800	1700	1625	1525	1450	1375	1275	1200	1125	1025
„ mit „ „	2125	2000	1925	1800	1725	1650	1525	1450	1375	1225
Personenzahl . . .	65	61	55	51	46	41	38	35	31	32

Länge . . . . m	7,30	7,30	6,70	6,70	6,70	6,10	5,50	5,00	4,25	3,83
Breite . . . . „	2,05	1,98	1,98	1,90	1,83	1,83	1,77	1,50	1,42	1,25
Höhe . . . . . „	0,90	0,85	0,80	0,75	0,75	0,75	0,70	0,55	0,53	0,45
Raumgehalt . cbm	8,1	7,4	6,40	5,70	5,50	5,00	4,00	2,56	1,90	1,30
Gewicht ohne Inv. kg	950	900	825	775	725	650	570	480	400	300
„ mit „ „	1150	1100	975	925	875	775	—	—	—	—
Personenzahl . . .	28	26	22	20	19	17	15	10	8	5

Hölzerne Rettungsboote in Klinkerbauart mit kupfernen Luftkasten, ohne Korkfender.

Länge . . . . . . m	8,20	7,60	7,00	6,40	6,10	5,80	5,50	5,20
Breite . . . . . . „	2,20	2,05	1,90	1,80	1,75	1,75	1,70	1,70
Höhe . . . . „	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,75	0,70	0,70
Raumgehalt . . . . cbm	10,3	8,4	6,7	5,5	4,7	4,5	3,9	3,7
Gewicht ohne Inv. . kg	800	725	650	600	560	520	480	450
Personenzahl	36	29	23	19	16	15	13	13

Hölzerne, gewöhnliche Schiffsboote in Klinkerbauart.

Länge	m	7,30	6,70	6,10	5,50	4,90	4,30
Breite	„	1,80	1,70	1,70	1,65	1,65	1,50
Höhe	„	0,80	0,75	0,75	0,68	0,68	0,60
Raumgehalt	cbm	6,30	5,10	4,60	3,70	3,30	2,30
Gewicht ohne Inv.	kg	600	525	450	400	340	275
Personenzahl		22	18	16	12	11	8

		Hölzerne Gigs in Klinkerbauart				Klapp-boote	
Länge	m	7,30	6,70	6,10	5,50	7,925	7,925
Breite	„	1,50	1,50	1,50	1,50	2,44	2,13
Höhe	„	0,65	0,60	0,60	0,60	1,11	0,81
Raumgehalt	cbm	4,30	3,60	3,20	2,90	12,90	8,00
Gewicht ohne Inv.	kg	460	425	380	350	1350	1100
Personenzahl		15	12	11	10	45	30

Dampfbeiboote der Kaiserl. Deutschen Marine.

		Klasse			
		A	I	II	III
Länge über Steven	m	16,00	10,00	9,00	8,00
Gröſste Breite auf den Planken	„	3,12	2,68	2,48	2,24
Seitenhöhe von Oberkante Dollbord bis Auſsenkante Sponung	„	1,40	1,27	1,20	1,07
Tiefgang vorn	„	0,90	0,79	0,79	0,70
„ hinten	„	1,15	1,08	1,04	0,93
Gewicht:					
Leerer Bootskörper mit Heiſspuffer	kg	6000	2200	1750	1550
Maschinen- und Kesselanlage	„	7600	3960	3030	2390
Inventar	„	887	1162	1019	808
Artillerie	„	157	157	157	175
Kohlen	„	2000	600	430	300
Besatzung	„	490	420	350	350
Gesamtgewicht	kg	17 134	8499	6736	5573

Ruderboote der Kaiserl. Deutschen Marine.

	Barkasse					Pinasse			Kutter			
	0	I	II	III	IV	0	I	II	0	I	II	
Länge	14,0	13,0	12,0	11,0	10,0	11,0	10,0	9,5	10,0	9,0	8,5	m
Breite	3,60	3,40	3,15	2,90	2,80	2,95	2,80	2,65	2,50	2,25	2,1	„
Höhe	1,19	1,19	1,12	1,07	1,06	1,07	1,05	1,02	0,92	0,87	0,82	„
Gewicht ohne Ausrüstung	3560	3320	2550	2123	1950	2480	1800	1928	1320	1200	1080	kg
Gewicht mit Ausrüstung	4660	4380	3550	3073	2810	3200	2500	2230	1920	1780	1620	„

	Kutter III	Kutter IV	Gig I	Gig II	Jolle I	Jolle II	Dingi	Walfischboot	Beiboot f. Torp.-boote	
Länge	8,0	7,5	10,0	9,3	6,0	5,5	3,6	7,54	3,84	m
Breite	2,1	2,0	1,9	1,844	1,9	1,8	1,3	1,9	1,283	„
Höhe	0,82	0,77	0,77	0,77	0,77	0,72	0,55	0,732	0,474	„
Gewicht ohne Ausrüstung	890	870	630	590	550	510	135	446	126	kg
Gewicht mit Ausrüstung	1400	1320	1030	950	820	730	175	741	144	„

Baugruppe 58. Desinfektionsapparate.

Die Clayton-Apparate der Atlaswerke A.-G. in Bremen werden in drei verschiedenen Gröfsen gebaut, die 1700, 3000 und 5000 kg wiegen.

2. Panzerung und Zellenfüllung.

Gewicht der Holzhinterlage = 4 bis 6 %
Befestigungsschrauben f. d. Holzhinterlage = 0,25 bis 0,3 %
Mennige und Kitt = 1 %
Panzerbolzen für Gürtelpanzer = 1,6 %
„ „ Zitadelle = 1,5 %
„ „ Kasematten = 1,3 %
} des Panzergewichts.

Bei Panzerdecks müssen Panzerplatten (Beschiefsungsmaterial) und gewöhnliche Stahlplatten für sich gerechnet werden.

Panzergrätings bei 40 mm Deck = 200 kg/qm, bei 30 mm Deck = 170 kg/qm; Auflage- und Befestigungswinkel sind für sich zu rechnen.

Zellenfüllung (Kork mit Marineleim vergossen) = 330 kg/cbm.

3. Maschinenanlage (s. Abschn. Schiffsmaschinenbau).

4. Verbrauchstoffe für das Schiff.

Davon sind mitzuführen: Farben, Oel, Petroleum, Teer, Twist, Sand, Holz, Nägel, Schrauben, Draht, Blech, Segeltuch, Tauwerk u. dgl. mehr. Je nach der Schiffsart ist hierfür ein kleineres oder gröfseres Gewicht nach Schätzung des Konstrukteurs oder nach Angabe der Reederei in Ansatz zu bringen.

5. Verbrauchstoffe für die Maschinenanlage.

Kohlenverbrauch und Oelverbrauch s. Abschn. Schiffsmaschinenbau.

Bei Bemessung des Gesamtkohlenvorrates und Berechnung der mit einer bestimmten Menge Kohlen zurückgelegten Strecke ist für die Unterhaltung der Feuer beim Liegen unter Dampf und für den Betrieb des Destillierapparates und der Hülfsmaschinen je nach der Klasse des Schiffes ein Zuschlag zu machen, der für Kriegsschiffe i. M. 20 % der unmittelbar zur Fortbewegung nötigen Kohlen beträgt.

Stauraum usw. für Kohle S. 676 u. S. 678. Ferner sind noch mitzuführen Oel, Talg, Farben, Packung, Eisen, Holz usw.

Maschinenvorräte für sechs Monate wiegen etwa 1,5 kg/PSi.

6. Artillerie und Munition.

Ueberschlägliche Zahlenangaben für Schiffsentwürfe, angegeben von der Firma Fried. Krupp Aktiengesellschaft.

Türme:

Kaliber cm	Einzelturm *) t	Doppelturm *) t	Drillingturm *) t	Geschofs kg	Rückstofs eines Rohres t	1 Schufs mit Verpackung kg	Anzahl der Schüsse für 1 Rohr
34,3	—	630	940	550	400	900	80
30,5	300	490	780	390	330	630	85
28	230	400	—	300	310	500	90
24	150	280	—	190	250	330	100
21	110	200	—	125	180	250	115
17	65	110	—	70	120	140	135
15	45	70	—	46	90	90	150

Kasemattgeschütze:

Kaliber cm	Geschütz (mit Schild) t	Geschofs kg	Rückstofs t	1 Schufs mit Verpackung kg	Anzahl der Schüsse für 1 Geschütz
21	45	125	180	250	115
17	27	70	120	140	135
15	20	46	90	90	150
12	10	24	58	50	185
10,5	8	16	32	37	210

Schiffsgeschütze mit offenem Schild für freie Deckaufstellung:

Kaliber cm	Geschütz (mit Schild) t	Geschofs kg	Rückstofs t	1 Schufs mit Verpackung kg	Anzahl der Schüsse für 1 Geschütz
15	14	46	90	90	150
12	10	24	58	50	185
10,5	8	16	42	37	210
8,8	6	9,5	30	25	235
7,5	4	5,8	20	17	250
5,7	1,2	2,55	9	7,8	290

7. Torpedoarmierung.

Angenäherte Gewichte für Schiffsentwürfe:

1 Unterwasser-Bugrohr für 53 cm-Torpedos mit Mündungsverschlufs und Ladeschale . . . . = 4,0 t

*) Einschl. drehbarer Panzer, Geschütze, Munitionsaufzüge.

2 Unterwasser-Breitseitrohre für 53 cm-Torpedos mit Mündungsverschlüssen und einer Ladeschale . . . . = 40,0 t
1 Luftpumpe . . . . = 3,0 „
1 Luftsammler . . . . = 2,5 „
1 Standrohr . . . . = 0,2 „
1 53 cm-Torpedo . . . . = 1,5 „
Rohrleitungen, Ventile, Signalapparate und sonstiges Zubehör für ein grofses Kriegsschiff . . . . = 15,0 „

8. Fahrgäste, Mannschaft, Proviant, Wasser.

Es wiegt i. M.: 1 Fahrgast mit Handgepäck 75 bis 80 kg, 1 Mann Besatzung 75 kg, die Ausrüstung eines Offiziers und Deckoffiziers 125 kg, eines Unteroffiziers und Gemeinen 80 kg. Proviant mit Verpackung für den Kopf (einschl. Offiziere) und Tag wiegt 2,5 bis 3 kg, Wasser für den Kopf 5 bis 6 kg.

Gewicht eines Mannes mit Proviant auf 3 Monate und Wasser auf 1 Monat einschl. Küchengeräte 400 bis 450 kg.

Einrichtungen für die Mannschaft wiegen auf Kriegsschiffen etwa 25 bis 28 kg für den Kopf.

Menschengedränge: 400 bis 500 kg/qm. Ein einzelner Mensch wiegt durchschnittlich 68 kg.

Proviant: In der deutschen Marine rechnet man für einen Mann und eine Woche:

Fleischlast: 3,3 kg = 0,0234 cbm	Brotlast: 4,51 kg = 0,0106 cbm
Trockenlast: 2,98 kg = 0,0372 cbm	Spirituslast: 0,50 kg = 0,0053 cbm

Für den Kommandanten 127 kg, für einen Offizier oder Deckoffizier 40 kg für eine Woche.

Vgl. Provianträume S. 675.

Wasser: In der deutschen Marine rechnet man für einen Mann und eine Woche 140 l für Trink-, Koch- und Waschwasser.

Vgl. Tanks S. 677.

9. Vieh.

	Gewicht kg	Erforderliche Fläche qm
Schweres Zugpferd . . .	715	11,0
Kavalleriepferd	560	
Ochse	335—410	3,4—5,6
Kuh	330—410	8,4—9,3
Schwein	50—75	0,9—1,1
Schaf	35—65	

10. Ladung. Vgl. Laderäume S. 679.

11. Ballast.

Segelschiffe sollen nach Middendorf zum Segeln für „lange Fahrt" so viel Ballast nehmen, dafs ihr Tiefgang 0,6 bis 0,7 des beladenen Tiefgangs beträgt. Im allgemeinen bei festem Ballast 0,4 bis 0,55 t und bei Wasserballast 0,53 bis 0,61 t für jede Brutto-Register-Tonne.

d. Tafel der Gewichtsverhältnisse ausgeführter Schiffe.

I. Handelsdampfer.

Schiffsart	L	B	H	P	Schiffskörper	vH	Maschinenanlage	vH	Tragfähigkeit		Bunker
	m	m	m	t	t		t		t	vH	t
Schnelldampfer	202,0	20,42	13,41	23200	11690	50,4	5670	24,4	5840	25,2	4820
Grofser Postdampfer	152,0	18,90	11,60	16900	7600	45,0	1500	8,8	7800	46,2	1500
Grofser Frachtdampfer . . .	171,0	18,90	12,50	24200	9250	38,2	1200	5,0	13750	56,8	1430
Kleinerer Frachtdampfer . . .	74,4	10,97	5,72	3330	960	28,9	170	5,1	2200	66,0	400
" " . . .	52,0	8,52	4,20	1300	415	32,0	85	6,6	800	61,4	
Fischdampfer	42,7	7,5	4,3	490	253	51,6	90	30,0	147	18,4	100
Seeschlepper	36,4	7,0	4,35	365	245	67,0	80	22,0	40	11,0	40
Kleinerer Revierdampfer . . .	32,0	5,1	2,30	130	60	46,2	45	34,6	25	19,2	10
Flufsfrachtdampfer mit Schraube	77,5	11,8	2,10	1460	310	21,2	10	0,8	1140	78,0	10
Flufsradschlepper	65,0	8,3	2,60	795	240	30,0	155	20,0	400	50,0	60
Heckraddampfer	22,8	4,75	1,00	44	21	47,5	16	36,5	7	16,0	7
Kettendampfer	46,0	6,40	2,50	300	90	30,0	55	18,3	155	51,7	20
Dampfbarkasse	13,8	2,97	1,40	20	10	50,0	8	40,0	2	10,0	2

2. Segelschiffe (nach Middendorf).

Schiffsart	L	B	H	P	Schiffskörper		Ladung		Schwerpunkt des Schiffskörpers über Oberkante Kiel	Schwerpunkt der Ladung über Oberkante Kiel
	m	m	m	t	t	vH	t	vH	m	m
Fünfmast-Vollschiff	120,0	16,4	9,9	10790	3430	32	7360	68	8,12	5,83
„ Bark	109,4	14,84	8,5	7580	2200	29	5380	71	6,97	5,25
Viermast-Vollschiff	95,0	13,87	8,35	6180	1710	28	4470	72	6,85	5,00
„ -Bark	95,0	13,87	8,35	4680	1440	31	3240	69	6,56	4,77
Vollschiff	80,0	12,25	7,5	4250	1140	27	3110	73	6,15	4,47
Bark	80,0	12,25	7,5	3235	890	27	2345	73	5,82	4,27
Schonerbark	40,59	8,3	4,02	660	210	32	450	68	3,30	2,51
Brigg	36,8	7,45	4,00	550	170	31	380	69	3,28	2,57
Schonerbrigg	32,0	7,7	4,28	540	160	30	380	70	3,51	2,81
Dreimast-Topsegelschoner	36,6	8,1	4,6	655	210	32	445	68	3,77	3,08
„ -Schoner	33,3	7,4	3,61	450	140	31	310	69	2,96	2,25
Schoner	27,0	6,57	3,20	330	90	37	240	73	2,62	2,03
Dreimast-Gaffelschoner	33,22	7,47	3,125	445	130	29	315	71	2,56	2,03
Zweimast- „	33,22	8,00	3,125	470	140	30	330	70	2,56	2,00

3. Kriegsschiffe.

Schiffsart	L	B	H	P	Schiffskörper		Panzerung		Verbrauchsstoffe für Schiff und Maschinen	
	m	m	m	t	t	%	t	%	t	%
Linienschiff . . .	170,0	29,0	12,2	25 000	8500	34,0	8500	34,0	150	0,6
Grofser Kreuzer .	215,0	29,0	12,2	28 000	9300	33,0	9500	34,0	150	0,5
Kleiner Kreuzer .	130,0	14,0	8,2	4 500	1900	42,0	400	8,9	20	0,5
Kanonenboot . .	62,0	9,7	4,7	975	550	56,4	.	.	20	2,1
Torpedoboot . .	72,5	7,7	4,5	550	200	36,5	.	.	3	0,5

Schiffsart	Maschinenanlage		Kohlen		Artillerie		Torpedoarmierung		Ausrüstung, Besatzung usw.	
	t	%	t	%	t	%	t	%	t	%
Linienschiff	1750	7,0	1500	6,0	3840	15,4	110	0,4	650	2,6
Grofser Kreuzer . . .	3000	10,7	1800	6,5	3500	12,5	110	0,3	640	2,3
Kleiner Kreuzer . . .	1100	24,5	540	12,0	200	4,5	40	0,9	300	6,7
Kanonenboot	120	12,3	120	12,3	40	4,1	.	.	125	12,8
Torpedoboot	200	36,5	100	18,2	9	1,6	12	2,2	26	4,5

O. Festigkeitsrechnung.

Die in Wirklichkeit auftretenden Spannungen lassen sich nur für in ruhigem Wasser schwimmende Schiffe berechnen. Im Seegang treten unberechenbare Beanspruchungen auf, und die Festigkeitsrechnung kann daher für Seeschiffe nur Vergleichswerte für ähnliche Fahrzeuge ergeben. Festigkeitsuntersuchungen für den Stapellauf S. 663.

a. Bestimmung des Biegungsmomentes.

α) Biegungsmoment in der Schiffsmitte für Ueberschlagrechnungen und gewöhnliche Schiffe: $M = \frac{PL}{30}$.

Dieser Wert gilt für Schiffe im Seegang und schwankt von $\frac{PL}{50}$ bis $\frac{PL}{20}$. In ruhigem Wasser ist er bedeutend geringer $\left(\text{bis } \frac{PL}{150}\right)$.

β) Für genauere Rechnung unterscheidet man 3 Fälle:

1. das Schiff schwimmt im ruhigen Wasser,
2. das Schiff schwimmt auf einem Wellenberg,
3. das Schiff schwimmt über einem Wellental.

Als Form der Welle nimmt man in der Regel eine Trochoide an (Abb. 38 S. 712), deren Länge L und deren Höhe $^1/_{20}\,L$ ist.

Höhe der Welle nach Radermacher

$$= (^1/_{20}\, L + 0{,}5) \text{ m},$$

nach Croneau $= {}^1/_{15}\, L$ bei $L < 100$ m,

$= {}^1/_{20}\, L$ „ $L > 100$ m.

Reihenfolge der Arbeiten:

1. Verzeichnung der Trochoide (Abb. 38),
2. Bestimmung der Gewichtskurve B (Abb. 40).

Hierbei Gewichtverteilung des Schiffsrumpfes („hull" nach Professor Biles)*) bei fehlender Gewichtsrechnung genau genug nach Abb. 39, worin für scharfe Schiffe: $a = 0{,}653$, $b = 1{,}195$, $c = 0{,}566$ „ völlige „ : $a = 0{,}706$, $b = 1{,}174$, $c = 0{,}596$ $\Big\} \cdot \dfrac{\text{Gewicht}}{L}$.

Abb. 38.

Abb. 39.

Abb. 40.

Bei genauerer Gewichtsrechnung zerlegt man den Schiffskörper der Länge nach in passende Abschnitte, berechnet für jeden Abschnitt Gewicht und Schwerpunkt, trägt das Gewicht, geteilt durch die Länge des Abschnittes, als Ordinate im Schwerpunkt auf und verbindet die Endpunkte der Ordinaten durch eine Kurve.

3. Bestimmung der Verdrängungskurve (Spantenskala) A aus den Spantflächenkurven. Sie mufs mit Kurve B gleiche Fläche und gleichen ⊙-Abstand vom Lote haben. Dies erreicht man durch Verschieben der Welle. Auf die genaue Uebereinstimmung von Gewicht und Verdrängung sowie deren Schwerpunktlagen ist grofse Sorgfalt zu verwenden!

4. Aufzeichnen der Belastungskurve C, deren Ordinaten die Unterschiede der Ordinaten von A und B sind.

5. Die Kurve der lotrechten Querkräfte (Scherkräfte) D ist die Integralkurve von C. Ihre Flächenteile ober- und unterhalb der Achse müssen gleich sein!

6. Die Kurve der Biegungsmomente E ist die Integralkurve von D.

Passende Mafsstäbe (nach Radermacher)

für A, B und C: 20 mm = 1 t/m,
„ D: 0,2 mm = 1 t,
„ E: 0,01 mm = 1 mt.

Durch grofse Einzellasten erhalten die Kurven meistens einen sehr unregelmäfsigen Verlauf.

*) Vgl. Biles, The Design and Construction of Ships.

b. Bestimmung des Trägheitsmomentes eines Querschnittes.*)

Beispiel. $L = 126{,}00$ m, $B = 16.50$ m,
$H = 10{,}5$ m, $P = 6500$ t.

Die Maßeinheiten sind in cm und m gewählt, um kleinere Zahlen zu erhalten. Auf der Seite der gezogenen Fasern sind rd. 12,5 % für Nietlöcher abgezogen, auf der Seite der gedrückten Fasern ist alles voll gerechnet, auch Interkostalplatten. Holz wird mit 4 % seiner Dicke berücksichtigt. Die Trägheitsmomente der einzelnen Verbände, bezogen auf ihre eigene Achse, wie es die genaue Formel (I. Bd. S. 193) fordert, sind wegen ihres geringen Einflusses auf das Gesamtergebnis vernachlässigt. Um kleinere Zahlen zu erhalten, ist eine Achse 5,00 m über Oberkante Kiel angenommen.

S. Rechnung auf umstehender Seite.

c. Bestimmung der Normalspannungen im Querschnitt.

Fortsetzung des obigen Beispiels:

$$\text{Größtes Biegungsmoment} = \frac{P \, . \, L}{30} = \frac{6500 \, . \, 126}{30} = 27300 \text{ mt.}$$

Dieses ist bei genauerer Rechnung, oder wenn die Rechnung für einen vor oder hinter der Mitte liegenden Querschnitt gemacht wird, aus der Kurve E (Abb. 40) zu entnehmen.

Entfernung (e) der äußersten gezogenen Faser (Seite Oberdeck) von der neutralen Achse $= 10{,}5 - 4{,}933 = 5{,}567$ m.

$$\text{Spez. Zugspannung in dieser Faser} = \frac{M \, . \, e}{J} = \frac{27300 \, . \, 5{,}567}{140428} \cdot 10$$
$= 10{,}8$ kg/qmm.

Entfernung (e) der äußersten gedrückten Faser (äußere Kielplatte) von der neutralen Achse $= 4{,}933$ m.

$$\text{Spez. Druckspannung in dieser Faser} = \frac{27300 \, . \, 4{,}933}{140428} \cdot 10 = 9{,}6 \text{ kg/qmm.}$$

Gewöhnlich wählt man 4- bis 5fache Sicherheit, doch genügt bei sehr langen Ozeandampfern schon 2- bis 3fache, da Meereswellen entsprechender Länge und Höhe nicht vorkommen (hierzu I. Bd. S. 324) sowie die einleitende Bemerkung zu diesem Abschnitt.

Trägt man die rechnerisch (s. o.) gefundene größte spezifische Zug- und Druckspannung als Ordinaten in den Endpunkten einer Abszissenachse von der Höhe des Schiffsquerschnittes auf (Abb. 41), so muß, wenn die Rechnung richtig ist, die Verbindungslinie der Endpunkte der Ordinaten durch den Schnittpunkt der neutralen Achse mit der Abszissenachse gehen. Man kann auch die spezifische Normalspannung im Abstande 1,0 m von der neutralen Achse $= \frac{M}{J}$ berechnen, diese als Ordinate aufsetzen und durch ihren

Abb. 41.

*) Pietzker, Festigkeit der Schiffe. Verlag von Mittler & Sohn, Berlin.

Verbandteile	Abmessungen (eine Seite) cm	Querschnitt qcm	Hebel bezogen auf die angenommene Achse m	Momente m · qcm	Trägheitsmomente bezog. auf die angenommene Achse m² · qcm
1. oberhalb der angenommenen Achse					
Oberdeckstringer-Platte	150 · 1,3	195	5,53	1080	5950
Oberdeckstringer-Winkel	(9 + 9) · 1,0	18	5,50	99	544
Oberdeck-Beplattung neb. Schächten	400 · 0,85	340	5,65	1920	10870
Oberdeck-Planken	435 · 6,5 · 0,04	113	5,68	642	3647
Zwischendeckbeplattung	520 · 0,7	364	3,28	1195	3920
Panzerdeck, wagerechter Teil	232 · 1,5	348	2,03	707	1435
Panzerdeck, schräge Teile	375 · 1,5	563	0,97	546	530
Panzerdeck, ober. Befestigungswinkel	(13 + 9) · 1,5	33	0,00	—	—
Aufsenhaut, *J* bis *L*-Gang	430 · 1,2	516	1,50	774	1160
Aufsenhaut, *J*-Gang-Dopplung	125 · 1,2	150	0,25	37	9
Aufsenhaut, *M*-Gang	120 · 1,3	156	3,96	620	2440
Aufsenhaut, *N*-Gang unter Fenstern	20 · 1,3	26	4,52	117	530
Aufsenhaut, *N*-Gang über Fenstern	68 · 1,3	88	5,29	465	2460
Aufsenhaut, *N*-Gang, Dopplung	60 · 1,3	78	5,30	414	2180
		2988		8616	35 75
2. unterhalb der angenommenen Achse					
Aeufsere Kielplatte	47 · 1,3	61	5,02	306	1540
Innere Kielplatte	60 · 1,4	84	5,01	422	2150
Aufsenhaut, *A*-Gang	133 · 1,3	173	4,83	836	4040
Aufsenhaut, *B* bis *D*-Gang	399 · 1,2	478	4,33	2070	9000
Aufsenhaut, *E*-Gang	133 · 1,2	159	3,56	568	2010
Aufsenhaut, *F*-Gang	133 · 1,2	159	2,98	474	1410
Aufsenhaut, *G*-Gang	133 · 1,2	159	2,13	338	720
Aufsenhaut, *H*-Gang	133 · 1,2	159	1,00	159	159
Schlingerkiel-Platten	130 · 0,7	91	3,40	310	1053
Schlingerkiel-Winkel	(7,5 + 4,5) · 0,8 · 2	24	3,15	75	238
Schlingerkiel-Wulstschiene	15 · 0,8	12	3,58	43	154
1/2 Mittelträger-Platte	118 · 0,65	77	4,41	340	1495
Mittelträger, unterer Winkel	(9 + 9) · 1,5	27	4,98	135	670
Mittelträger, oberer Winkel	(7,5 + 7,5) · 1,1	16	3,88	62	245
Längsspant I (Erleichterungslöcher)	49 · 0,9	44	4,25	187	795
Längsspant II (Erleichterungslöcher)	35 · 0,9	32	4,06	130	527
Längsspant III (ohne Löcher)	60 · 0,9	54	3,58	193	690
Längsspant IV (Erleichterungslöcher)	36 · 0,8	29	2,68	78	209
Längsspant V (Erleichterungslöcher)	48 · 0,8	38	1,25	48	60
Panzerdeck, unter. Befestigungswinkel	(15 + 9) · 1,5	36	0,08	3	—
Innerboden, 1. bis 3. Gang	370 · 0,8	296	3,82	1130	4330
Innerboden, 4. Gang	125 · 0,8	100	3,45	345	1190
Innerboden, 5. Gang	125 · 0,8	100	3,00	300	900
Innerboden, 6. Gang	125 · 1,0	125	2,30	288	663
Innerboden, 7. Gang	125 · 1,1	138	1,20	166	200
Innerboden, 8. Gang	130 · 1,2	156	0,00	—	—
		2827		9006	34568
		+ 2988		− 8616	+ 35675
		2 · 5815		390	70243
		11630			140486

Die wirkliche neutrale Achse liegt $5{,}000 - \frac{390}{5815} = 4{,}933$ m über Oberkante Kiel.

Das Trägheitsmoment *J*, bezogen auf die wirkliche neutrale Achse, beträgt

$$140\,486 - 11\,630 \cdot 0{,}067^2 = 140\,428 \text{ m}^2.\text{qcm}.$$

Endpunkt und den Schnittpunkt der neutralen Achse mit der Abszissenachse ohne weiteres eine Gerade ziehen. Multipliziert man nun die einzelnen aus diesem Spannungsdiagramm sich ergebenden spezifischen Spannungen mit den auf derselben Höhe liegenden Querschnitten, integriert diese Produkte von oben nach unten und trägt die einzelnen Summen als Ordinaten auf, so erhält man die Kurve der Gesamt-Zug- und Druckspannungen im Querschnitt (Abb. 41 S. 713). Ihre gröfste Ordinate liegt in der neutralen Achse.

d. Bestimmung der wagerechten Schubspannung.

Hat man die Kurve der Gesamt-Zug- und Druckspannungen für eine Reihe von Schiffs-Querschnitten ermittelt, so kann man mit den einer bestimmten Längsfaser (z. B. Nietnaht der Aufsenhaut) entsprechenden Ordinaten über der Schiffslänge als Abszissenachse eine Kurve der in dieser Faser auftretenden wagerechten Spannungen zeichnen (Abb. 42). Die Unterschiede zwischen je zwei Ordinaten dieser Kurve (Abfall an wagerechter Spannung) lassen sich wieder als Ordinaten für eine Kurve der wagerechten Schubspannungen (Abb. 42) benutzen. Aus dieser ergibt sich angenähert die Nietbeanspruchung in der betreffenden Faser.

Abb. 42.

e. Bestimmung der Durchbiegung des Schiffskörpers.

Berechnet man für eine Reihe von Querschnitten den Wert $\frac{1}{\varrho} = \frac{M}{EJ} = \alpha \frac{M}{J} = \frac{d^2y}{dx^2}$ (Gleichung für den Krümmungshalbmesser der elastischen Linie), indem man $\alpha = \frac{1}{E} = \frac{1}{2\,200\,000}$ für Schiffbaustahl (I. Bd. S. 487) setzt, so kann man damit eine Kurve über der Schiffslänge als Abszissenachse zeichnen. Integriert man diese Kurve von ihrem Höchstwert aus nach den Enden hin und trägt die Summen wieder als Ordinaten auf, so erhält man eine Hülfskurve. Integriert man diese Kurve wieder und trägt die Werte als Ordinaten auf, so erhält man angenähert die Kurve der elastischen Linie.

Die Durchbiegung des Schiffskörpers ist dann gleich der Pfeilhöhe der elastischen Linie.

P. Geschwindigkeit und Maschinenkraft.

a. Mafs der Geschwindigkeit.

1 Knoten (kn) = 1 deutsche Seemeile/st = $^1/_{60}$ Meridian-Grad/st = 1,852 km/st = 0,999 nautical mile/st = 0,998 Admiralty knot/st = 1,149 statute mile/st = 0,5144 m/sk = 1,686 Fufs engl./sk.

Knotenentfernung der Logleine in Deutschland für ein 28-Sekundenglas = 1852 : 3600 . 28 — 5 % für Slip des Logs = 13,68 m.

Etmal = zurückgelegte Strecke in Seemeilen von Mittag bis Mittag. Um hieraus die entwickelte Geschwindigkeit zu berechnen, mufs man den Zeitunterschied infolge der Erddrehung berücksichtigen, der bei Fahrten in westlicher Richtung zu 24 Stunden zugezählt, in östlicher Richtung abgezogen wird. Ebenso mufs man bei der Berechnung der mittleren Ozeangeschwindigkeit aus der ganzen durchlaufenen Strecke verfahren.

b. Mafs des Schiffswiderstandes und der Maschinenkraft.

Der Schiffswiderstand wird in der Regel durch die zu seiner Ueberwindung bei der entsprechenden Schiffsgeschwindigkeit nötige Leistung in Pferdestärken gemessen.

1 PS = 75 mkg/sk,
1 engl. HP = 550 engl. Fufs-Pfund/sk = 76,04 mkg/sk.

Ist W = Schiffswiderstand in kg,
v = Schiffsgeschwindigkeit in kn,

so ist die Widerstandsleistung (effektive Leistung):

$$N_e = \frac{W \cdot v \cdot 0{,}5144}{75} \text{ in PS.}$$

Ist S = Schub des Treibmittels in kg, so ist die Schubleistung des Treibmittels: $N_s = \frac{S \cdot v \cdot 0{,}5144}{75}$ in PS.

Ist N_d = Drehleistung oder Bremsleistung der Maschine (gewöhnlich in Wellenpferdestärken oder WPS angegeben), N_i = indizierte Leistung der Maschine (in indizierten Pferdestärken oder PSi angegeben) = Drehleistung + Reibung in der Maschine und den Lagern + Leistung der angehängten Pumpen, so gelten folgende Mittelwerte: $N_i = 1{,}1\, N_d$, $N_d = 1{,}7\, N_s$, $N_e = 0{,}53\, N_i$.

Das Verhältnis $N_e : N_i$ wird in der Regel mit η bezeichnet und „Wirkungsgrad" genannt.

Von der Widerstandsleistung N_e des fertigen Schiffes ist die bei Schleppversuchen mit Schiffsmodellen (s. u.) oft angegebene Widerstandsleistung des Schiffes ohne Anhänge (Wellenhosen, Schlingerkiele usw.) und ohne Treibmittel (gewöhnlich EPS genannt) zu unterscheiden. Diese Leistung ist in der Regel um rd. 25 % geringer als N_e, wovon rd. 15 % auf die Widerstandsleistung der Anhänge, rd. 10 % auf den Zuwachs der Widerstandsleistung durch das Arbeiten der Treibmittel in der Nähe des Schiffskörpers zu rechnen sind. Bei Verwertung der EPS zur Berechnung der PSi eines Schiffsentwurfes mufs das Verhältnis beider nach einem möglichst ähnlichen Schiffe bestimmt werden.

c. Probefahrten.

Vor Antritt der Probefahrten und nach Beendigung derselben ist der Zustand des Schiffes, der Maschinenanlage und der

Treibmittel genau festzustellen. Die Aufsenhaut des Schiffes soll möglichst rein sein. Der Tiefgang ist vor und nach der Fahrt hinten und vorn abzulesen.

Bei Beurteilung der Probefahrtergebnisse sind die Windverhältnisse, die Wasserströmungen, die Wassertiefe und die Wassertemperatur zu berücksichtigen. Windgeschwindigkeit nicht über 7 m/sk. Wasserströmungen möglichst ganz vermeiden. Wassertiefe = 8- bis 12 mal Tiefgang des Schiffes. Die Wassertemperatur beeinflufst die Zähigkeit des Wassers, und eine Temperaturerhöhung um 1° C bewirkt im Mittel eine Widerstandsabnahme von 0,25 %.

Ermittlung der Geschwindigkeit am besten durch Beobachtung von Landpeilungen mit den erforderlichen Zeitmessungen (bei offiziellen Meilenfahrten nach Baken, die in genau abgesteckter Entfernung errichtet sind). Die Zuverlässigkeit des Logs ist wegen der Strömung des vom Schiff in Bewegung gesetzten Wassers, dessen Geschwindigkeit mit der Schiffsgeschwindigkeit wechselt, stets beschränkt.

Aufser der Schiffsgeschwindigkeit werden bei allen Probefahrten die Leistungen und Umdrehungszahlen der Maschinen ermittelt. Bei Meilenfahrten („Progressivfahrten", Fahrten mit verschiedenen Geschwindigkeiten bei möglichst gleichartigem Zustande von Schiff und Maschine), die zur Aufzeichnung von Leistungs- und Geschwindigkeitskurven dienen, sollte die abgesteckte Meilenstrecke möglichst an demselben Tage mit den verschiedenen Geschwindigkeiten gefahren werden.

Auf besonderen mehrstündigen, bis zu einem Tage währenden Dauerfahrten wird der Kohlen- und Wasserverbrauch der Maschine bestimmt. Leistung und Kohlenverbrauch der Hülfsmaschinen werden in der Regel durch besondere Versuche festgestellt und bei Ermittlung des Gesamtkohlenverbrauchs berücksichtigt.

Aus dem Gesamtkohlenverbrauch ergibt sich der Aktionsradius (Dampfstrecke, Anzahl von Seemeilen, die ein Schiff mit einer bestimmten Geschwindigkeit bei einem gewissen Kohlenvorrat zu durchfahren vermag), indem der Kohlenvorrat durch den Kohlenverbrauch für eine Stunde geteilt und mit der betr. Geschwindigkeit in Seemeilen/st multipliziert wird.

d. Bestimmung des Schiffswiderstandes und der Maschinenkraft.

I. Arten des Schiffswiderstandes.*)

a) Widerstand der Wasserteilchen gegen Emporhebung, der hauptsächlich beim Wellenwiderstand in Frage kommt.

b) Widerstand der Wasserteilchen gegen Verschiebung gegeneinander, der bei gleichmäfsiger Schiffsgeschwindigkeit ausschliefslich Zähigkeitswiderstand ist.

Ueber die allgemeinen Gesetze der Wasserbewegung vgl. auch Bd. I S. 260.

*) Rothe, Der Widerstand und Antrieb von Schiffen, Berlin 1912, Verlag von M. Krayn.

Der Zähigkeitswiderstand setzt sich aus folgenden Unterarten zusammen:

1. Kraftlinienwiderstand = Widerstand der Wasserteilchen gegen Verschiebung in einem ungestörten Strome von wechselnder Geschwindigkeit;

2. Wirbelwiderstand = Kraft zur Bewegung von Wirbeln hinter plumpen Schiffsformen und plötzlichen Formübergängen bei gleichmäfsiger Geschwindigkeit;

3. Luftraumbildungswiderstand, mit 2. verwandt und nur bei hohen Geschwindigkeiten auftretend.

4. Rauhigkeitswiderstand, kleine Wirbel an der Aufsenhaut hervorrufend.

Bei ungleichmäfsiger Geschwindigkeit kann ein Widerstand gegen die Neuerzeugung von Wirbelgebilden und Lufträumen auftreten.

Kraftlinien- und Rauhigkeitswiderstand werden gewöhnlich zusammengefafst und als sog. Reibungswiderstand bezeichnet.

Es ist unmöglich, Gesetze über die Anteile der Einzelwiderstände am Gesamtwiderstand aufzustellen, da nur der letzte der Messung zugänglich ist.

Einen Einflufs auf den Wirbel- und Luftraumbildungswiderstand kann man dadurch ausüben, dafs man dem Schiffskörper und den „Anhängen", wie Steven, Ruder, Wellenböcken, Schlingerkielen usw., möglichst schlanke, nach vorn und hinten glatt verlaufende Formen gibt.

Der Wellenwiderstand schwankt mit wechselnder Geschwindigkeit, da die erzeugten Wellen bald eine für den Widerstand günstige, bald eine ungünstige Lage und Form annehmen. (Aenderung der Trimmlage des Schiffes. Buckel in den Widerstandskurven.)

Bei niedrigen Geschwindigkeiten ist der Einflufs des Zähigkeitswiderstandes gröfser, bei hohen derjenige des Wellenwiderstandes.

II. Annäherungsformeln.

Alle Annäherungsformeln haben nur für gleichartig gebaute Schiffe mit ähnlichen Maschinen und mit ähnlich ausgeführten und relativ zum Schiff ähnlich gelagerten Treibmitteln Gültigkeit.

a. Eingliedrige Formeln.

$\alpha)\ N_i = \otimes\left(\frac{v}{m}\right)^3$ (Französische Formel).

$\beta)\ N_i = \frac{v^3 P^{2/3}}{C}$ (Englische Formel).

$\gamma)\ N_i = \frac{\otimes v^3}{C_1}$.

Es ist zu beachten, dafs die Unveränderlichen m, C, C_1 streng genommen nur bei der angegebenen Geschwindigkeit zulässig sind, da das Gesetz der Zunahme der Leistung mit der Geschwindigkeit meistens der dritten Potenz nicht entspricht.

Schiffsart	L m	P t	$\otimes$ qm	v Kn	N_i PS	$\frac{N_i}{P}$	m	C	C_1
Großer Schnelldampfer .	202,00	22900	166,5	23,52	37800	1,65	3,86	277	57
„ „ .	190,50	21385	148,7	22,00	27000	1,31	3,84	292	57
„ „ .	153,16	11540	114,7	19,80	16100	1,39	3,83	245	55
„ Postdampfer . .	159,32	17460	138,5	16,5	9000	0,52	4,10	336	69
Kleinerer Passagierdampfer	69,50	2200	44,3	10,0	1050	0,48	3,48	162	43
Kanaldampfer.	103,63		30,0	22,2	8135		3,44		40
„	84,73		32,0	17,0	3545		3,54		45
„	70,00		16,2	17,0	1800		3,37		44
Dampfyacht	121,92	5710	63,7	15,0	3700	0,645	3,86	294	58
„	116,60	4260	65,3	21,5	9650	2,26	4,12	272	68
Großer Frachtdampfer. .	170,69	24800	176,0	13,5	5460	0,22	4,29	380	80
„ „ . .	152,40	21115	163,0	12,0	4000	0,19	4,13	330	71
„ „ . .	131,06	12400	115,4	11,0	2500	0,21	3,96	284	62
„ „ . .	105,16	7985	89,7	11,0	1700	0,21	4,12	314	71
Kleinerer „ . .	88,10	4580	63,1	10,5	1225	0,27	3,92	264	73
„ „ . .	79,86	3400	59,9	9,0	700	0,21	3,96	234	62
„ „ . .	62,10	1760	37,3	9,0	440	0,25	3,96	243	62
„ „ . .	47,30	940	29,4	8,0	350	0,37	3,50	142	43
„ „ . .	37,84	320	13,54	9,0	260	0,82	3,36	130	38
Fischdampfer	33,53		11,1	10,5	300		2,60		44
Schleppdampfer	40,00	390	17,2	11,0	350	0,89	4,00	142	66
„	35,00	340	16,1	12,1	520	1,53	3,80	165	55
„	15,24	48	5,2	9,1	150	3,16	2,97	66	26
Eisbrecher	47,25	890	29,8	9,5	500	0,56	3,70	160	51
Kleinerer Revierdampfer .	32,00	130	6,9	12,0	225	1,72	3,74	199	53
„ „ .	26,00	66	4,1	12,0	220	3,33	3,18	128	32
Flußfrachtdampf. m. Schrb.	77,40	1460	21,8	6,0	60	0,042	1,98		79
Flußraddampfer für Pass.	54,86	252	6,5	13,5	540	2,14	2,90	184	30
„ „ „	40,50	100	3,2	11,1	250	2,53	2,60	118	17
Flußradschlepper . . .	50,30		9,6	10,0	340		3,04		28
„ . . .	40,00	212	6,9	10,5	300	1,42	3,00	137	27
Heckraddampfer	46,80	144	3,8	9,0	210	1,44	2,40	97	13
„	22,80	43	2,4	8,0	80	1,85	2,50	73	15
Barkasse	16,00	28	2,9	9,5	90	3,05	3,06	106	29
„	15,00	23	2,6	8,0	65	2,70	2,75	67	21
„	16,00		2,2	12,5	180		2,88		24
„	13,20	20	2,6	8,5	40	2,05	3,40	112	39
Linienschiff	122,00	13200	156,5	18,0	16000	1,21	3,76	205	57
Großer Kreuzer	139,00	11320	136,0	22,5	22000	1,94	4,12	258	70
Kleiner „	104,00	3300	52,3	22,0	10000	3,06	3,82	235	56
Kanonenboot	62,00	1000	25,3	13,5	1300	1,33	3,64	250	48
Torpedoboot	62,50		7,2	30,0	5600		3,20		35

δ) $$W = \frac{19{,}5 \cdot \otimes \cdot v^2}{\sqrt{1 + \varphi\left(\frac{L}{B}\right)^2}}$$ (Nystromsche Formel).

Hierin ist: W = Schiffswiderstand in kg,
v = Schiffsgeschwindigkeit in kn,
$\otimes$ = Hauptspantfläche in qm.

δ/β	φ	δ/β	φ	δ/β	φ	δ/β	φ
1,00	0,000	0,82	0,692	0,70	1,590	0,58	1,770
0,95	0,024	0,80	0,836	0,68	1,710	0,56	1,670
0,90	0,228	0,78	0,978	0,66	1,840	0,54	1,550
0,88	0,326	0,76	1,120	0,64	1,960	0,52	1,440
0,86	0,432	0,74	1,280	0,62	1,970	0,50	1,320
0,84	0,558	0,72	1,430	0,60	1,880	0,49	1,260

b. Mehrgliedrige Formeln.

Diese setzen eine tatsächlich nicht mögliche Zerlegbarkeit des Gesamtwiderstandes (s. o.) voraus und haben daher auch nur Gültigkeit, wenn ähnliche Schiffe zum Vergleich der Unveränderlichen herangezogen werden.

α) Formel von Rankine.

Diese Formel gilt nur für sehr scharfe Schiffe ($\delta < 0{,}50$, $\alpha < 0{,}66$) und nicht zu hohe Geschwindigkeiten.

$$N_i = \frac{v^3}{1850} L G (1 + 4 \sin^2 \varphi + \sin^4 \varphi), \quad \text{worin}$$

v die Schiffsgeschwindigkeit in Knoten,
L die Schiffslänge in m,
G der mittlere eingetauchte Spantumfang in m,
φ der mittlere Winkel der Wasserlinien im Vorschiff gegen die Längsachse.

Abb. 43.

L-l
L-l
b
L
T
l

β) Formel von Kirk.

Diese Formel ist nur für Handelsdampfer mit $v < 10$ kn anwendbar.

Reibungsoberfläche $O = x$. (Boden- + Seitenfläche) des Blockkörpers (Abb. 43).

Für diesen ist $b = \frac{\otimes}{T}$; $l = \frac{V}{\otimes}$; Bodenfläche $= lb$; Seitenflächen $= T\left[2 \cdot (2l - L) + 4\sqrt{(L-l)^2 + \left(\frac{b}{2}\right)^2}\right]$.

Für besonders völlige Schiffe . . . . $x = 0{,}98$,
„ gewöhnliche Seedampfer . . . . $x = 0{,}97$,
„ mittelscharfe Seedampfer . . . . $x = 0{,}95$,
„ ganz scharfe Schiffe . . . . . $x = 0{,}92$.

Ist der Winkel der Enden des Rechnungskörpers φ, so dafs

$$\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2} = \frac{b}{2(L-l)},$$

so liefert das vorstehende Verfahren folgende Beziehungen:

Art des Schiffes	Mittlere Geschwindigkeit in kn	$\frac{L-l}{l}$	Winkel φ
Grofse schnellfahrende Ozeandampfer . .	14 und mehr	0,30 bis 0,36	18° bis 15°
Gewöhnliche grofse Ozeandampfer . . .	12 bis 14	0,26 „ 0,30	21° „ 18°
Gewöhnliche Frachtdampfer.	10 „ 12	0,22 „ 0,26	30° „ 22°

Für die in obiger Tafel angegebenen Schiffe ist

$$N_i = 0{,}532 \cdot F \cdot (0{,}1 \cdot v)^3, \quad \text{worin}$$

$F =$ Blockfläche in qm, $v =$ Schiffsgeschwindigkeit in kn.

Für Schiffe mit feinen Linien und hohem Maschinenwirkungsgrad kann man statt 0,532 setzen: 0,425, bei breiten und schweren Schiffen: 0,64 bis 0,745.

Abb. 44.

γ) Formel von Middendorf.

Die Formel von Middendorf gibt brauchbare Werte für Handelsschiffe mittlerer Gröfse und Geschwindigkeit, deren Formen durch Abb. 44 und die Tafel der Eintrittswinkel bestimmt sind.

$$\text{I.} \ldots \quad W_1 = \varepsilon \frac{\otimes B v^{2,5}}{\sqrt{B^2 + \zeta L^2}}.$$

$$\text{II.} \ldots \begin{cases} W_2 = 0{,}16\, F v^{1,85} & \text{für Schraubendampfer,} \\ W_2 = 0{,}16\, F (1{,}2 v)^{1,85} & \text{für Raddampfer.} \end{cases}$$

$$\text{III.} \ldots \quad W = W_1 + W_2.$$

$$\text{IV.} \ldots \quad N_e = \frac{W}{75}\left(v + \sqrt{\frac{W}{160 f}}\right).$$

$$\text{V.} \ldots \quad N_i = \eta N_e,$$

Geschwindigkeit in kn V	Eintrittswinkel für Vor- und Hinterschiff in Graden																									
	$L = 8$ und unter 12 m		$L = 12$ und unter 20 m		$L = 20$ und unter 28 m		$L = 28$ und unter 38 m		$L = 38$ und unter 50 m		$L = 50$ und unter 64 m		$L = 64$ und unter 80 m		$L = 80$ und unter 98 m		$L = 98$ und unter 118 m		$L = 118$ und unter 140 m		$L = 140$ und unter 164 m		$L = 164$ und unter 190 m		$L = 190$ und unter 218 m	
	α und β	γ	α und β	γ	α und β	γ	α und β	γ	α und β	γ	α und β	γ	α und β	γ	α und β	γ	α und β	γ	α und β	γ	α und β	γ	α und β	γ	α und β	γ
5	18,0	30,5	18,5	31,5	20,0	33,0	21,0	35,0	22,5	37,0	24,0	39,5	26,0	42,0	27,5	44,5										
6	17,0	29,0	17,5	30,0	18,5	31,5	20,0	33,0	21,5	35,0	23,0	37,5	24,5	39,5	26,5	42,0	28,5	44,5								
7	16,0	27,5	16,5	28,5	17,5	20,5	18,5	31,0	20,0	33,0	21,5	35,0	23,0	37,0	24,5	39,5	26,5	42,0	28,0	44,5						
8	15,0	25,5	15,5	26,5	16,5	27,5	17,5	29,0	19,0	31,0	20,0	33,0	21,5	35,0	23,0	37,0	25,0	39,5	26,5	41,5	28,0	44,0				
9	14,5	24,0	14,5	25,0	15,5	26,0	16,5	27,5	17,5	20,0	18,5	30,5	20,0	32,5	21,5	34,5	23,0	36,5	24,5	39,0	26,5	41,0	28,5	44,0		
10	13,5	22,5	14,0	23,0	14,5	24,0	15,5	25,5	16,5	27,0	17,5	28,5	19,0	30,5	20,0	32,0	21,5	34,0	23,0	36,0	24,5	38,5	26,5	41,0	28,5	44,0
11	12,5	21,0	13,0	21,5	13,5	22,0	14,5	23,5	15,0	25,0	16,0	26,5	17,5	28,0	18,5	30,0	20,0	32,0	21,5	34,0	23,0	36,0	25,0	38,0	26,5	41,0
12	11,5	19,5	12,0	20,0	12,5	20,5	13,0	21,5	14,0	23,0	15,0	24,5	16,0	26,0	17,0	27,5	18,5	29,5	20,0	31,5	21,5	33,5	23,0	35,5	25,0	38,0
13	10,5	18,0	11,0	18,5	11,5	19,0	12,0	20,0	13,0	21,0	13,5	22,5	14,5	24,0	15,5	25,5	17,0	27,5	18,5	29,0	20,0	31,0	21,5	33,0	23,0	35,0
14	10,0	16,5	10,5	17,0	10,5	17,5	11,0	18,5	12,0	19,5	12,5	21,0	13,5	22,0	14,5	23,5	15,5	25,0	17,0	27,0	18,5	28,5	20,0	30,5	21,0	32,5
15	9,0	15,5	9,5	16,0	10,0	16,5	10,5	17,0	11,0	18,0	11,5	19,0	12,5	20,0	13,0	21,5	14,5	23,0	15,5	25,0	17,0	26,5	18,0	28,0	19,5	30,0
16	8,5	14,5	8,5	14,5	9,0	15,0	9,5	16,0	10,0	16,5	10,5	17,5	11,5	19,0	12,0	20,0	13,0	21,5	14,0	23,0	15,5	24,5	16,5	26,0	18,0	27,5
17	8,0	13,5	8,0	13,5	8,5	14,0	9,0	14,5	9,0	15,5	9,5	16,5	10,5	17,5	11,0	18,5	12,0	19,5	14,0	21,0	14,0	22,5	15,0	23,5	16,5	25,0
18	7,5	12,5	7,5	12,5	7,5	13,0	8,0	13,5	8,5	14,5	9,0	15,0	9,5	16,0	10,0	17,0	11,0	18,0	12,0	19,5	13,0	20,5	13,5	21,5	15,0	22,5
19	7,0	11,5	7,0	12,0	7,0	12,5	7,5	13,0	8,0	13,5	8,5	14,0	9,0	14,5	9,5	15,5	10,0	16,5	11,0	17,5	11,5	18,5	12,5	19,5	13,5	20,5
20	6,5	11,0	6,5	11,0	7,0	11,5	7,0	12,0	7,5	12,5	8,0	13,0	8,0	13,5	8,5	14,5	9,0	15,0	10,0	16,0	10,5	17,0	11,0	17,5	12,0	18,5
21			6,0	10,5	6,5	11,0	6,5	10,5	7,0	11,5	7,5	12,0	7,5	12,5	8,0	13,0	8,5	13,5	9,0	14,5	9,5	15,0	10,0	16,0	11,0	16,5
22					6,0	10,5	6,0	10,0	6,5	11,0	7,0	11,5	7,0	11,5	7,5	12,0	8,0	12,5	8,5	13,0	9,0	13,5	9,5	14,0	9,5	15,0
23							6,0	10,0	6,0	10,5	6,5	10,5	6,5	11,0	7,0	11,5	7,5	11,5	7,5	12,0	8,0	12,5	8,5	13,0	9,0	13,5
24									6,0	10,0	6,0	10,0	6,0	10,0	6,5	10,5	7,0	10,5	7,0	11,0	7,5	11,0	7,5	11,5	8,0	12,0
25											6,0	9,5	6,0	9,0	6,0	10,0	6,0	10,0	6,0	10,0	6,5	10,5	7,0	10,5	7,0	11,0

worin
- L die Länge in der WL über Steven in m,
- B die gröfste Breite im ⊗ in m,
- T der Tiefgang ohne Kiel in m,
- ⊗ die eingetauchte ⊗-Fläche in qm,
- F die eingetauchte Oberfläche in qm,
- f die Kreisfläche der Schraube bzw. der Schrauben, bei Raddampfern die Fläche zweier Radschaufeln in qm,
- V die Geschwindigkeit des Schiffes in kn,
- v die Geschwindigkeit des Schiffes in m/sk,
- W der Gesamtwiderstand in kg,
- W_1 der Widerstand nach Abzug des Reibungswiderstandes in kg,
- W_2 der Reibungswiderstand in kg,
- N_e die effektive Maschinen- und Propellerleistung in PS (= Widerstand × Geschwindigkeit),
- N_i die indizierte Maschinenleistung in PS,
- ζ, ε, η Werte nach folgenden Tafeln:

Werte von ζ.

$L:B$	ζ	$L:B$	ζ	$L:B$	ζ
unter 8,5	2,00	9,3— 9,4	1,79	10,2—10,3	1,41
8,5—8,6	1,99	9,4— 9,5	1,75	10,3—10,4	1,38
8,6—8,7	1.98	9,5— 9,6	1,71	10,4—10,5	1,35
8,7—8,8	1,97	9,6— 9,7	1,67	10,5—10,6	1,32
8,8—8,9	1,95	9,7— 9,8	1,62	10,6—10,7	1,29
8,9—9,0	1,92	9,8— 9,9	1,58	10,7—10,8	1,27
9,0—9,1	1,89	9,9—10,0	1,54	10,8—10,9	1,25
9,1—9,2	1,86	10,0—10,1	1,50	10,9—11,0	1,24
9,2—9,3	1,83	10,1—10,2	1,45	11,0 und darüber	1,23

Werte von η.

N_e	η	N_e	η	N_e	η	N_e	η
unter 10	1,73	230—250	1,57	680—720	1,41	1510—1590	1,25
10—20	1,72	250—270	1,56	720—760	1,40	1590—1670	1,24
20—30	1,71	270—290	1,55	760—800	1,39	1670—1770	1,23
30—40	1,70	290—310	1,54	800—840	1,38	1770—1870	1,22
40—50	1,69	310—330	1,53	840—880	1,37	1870—1980	1,21
50—60	1,68	330—355	1,52	880—930	1,36	1980—2090	1,20
60—70	1,67	355—385	1,51	930—980	1,35	2090—2220	1,19
70—85	1,66	385—410	1,50	980—1030	1,34	2220—2370	1,18
85—100	1,65	410—440	1,49	1030—1080	1,33	2370—2540	1,17
100—115	1,64	440—470	1,48	1080—1130	1,32	2540—2730	1,16
115—135	1,63	470—510	1,47	1130—1180	1,31	2730—3000	1,15
135—150	1,62	510—530	1,46	1180—1240	1,30	3000—3500	1,14
150—175	1,61	530—560	1,45	1240—1300	1,29	3500—4000	1,13
175—190	1,60	560—600	1,44	1300—1370	1,28	4000—5000	1,12
190—210	1,59	600—640	1,43	1370—1440	1.27	5000—6000	1,11
210—230	1,58	640—680	1,42	1440—1510	1,26	6000 und darüber	1,10

Werte von ε.

$L:v^2$	ε	$L:v^2$	ε	$L:v^2$	ε	$L:v^2$	ε	$L:v^2$	ε	$L:v^2$	ε	$L:v^2$	ε
0,10	24,3	0,20	21,9	0,30	19,9	0,40	18,0	0,60	14,8	0,80	12,3	1,00	10,8
0,11	24,0	0,21	21,7	0,31	19,7	0,42	17,6	0,62	14,5	0,82	12,1	1,02	10,7
0,12	23,8	0,22	21,5	0,32	19,5	0,44	17,3	0,64	14,3	0,84	12,0	1,04	10,6
0,13	23,5	0,23	21,3	0,33	19,3	0,46	17,0	0,66	14,0	0,86	11,8	1,06	10,5
0,14	23,3	0,24	21,1	0,34	19,1	0,48	16,6	0,68	13,7	0,88	11,6	1,08	10,4
0,15	23,0	0,25	20,9	0,35	18,9	0,50	16,3	0,70	13,5	0,90	11,4	1,10	10,3
0,16	22,8	0,26	20,7	0,36	18,7	0,52	16,0	0,72	13,2	0,92	11,3	1,12	10,3
0,17	22,6	0,27	20,5	0,37	18,5	0,54	15,7	0,74	13,0	0,94	11,2	1,14	10,2
0,18	22,4	0,28	20,3	0,38	18,4	0,56	15,4	0,76	12,8	0,96	11,0	1,16	10,2
0,19	22,1	0,29	20,1	0,39	18,2	0,58	15,1	0,78	12,5	0,98	10,9	1,18	10,1
												1,20 und darüber	10,0

Werte von $v^{1,85}$, v^2, $v^{2,5}$.

V	v	$v^{1,85}$	v^2	$v^{2,5}$	V	v	$v^{1,85}$	v^2	$v^{2,5}$
5,0	2,57	5,75	6,62	10,63	20,5	10,55	78,20	111,36	361,74
5,5	2,83	6,86	8,02	13,49	21,0	10,81	81,77	116,86	384,20
6,0	3,09	8,06	9,54	16,77	21,5	11,07	85,40	122,49	407,48
6,5	3,35	9,34	11,20	20,48	22,0	11,33	89,12	128,25	431,59
7,0	3,60	10,71	12,98	24,65	22,5	11,58	92,90	134,15	456,53
7,5	3,86	12,17	14,91	29,29	23,0	11,84	96,75	140,17	482,32
8,0	4,12	13,72	16,96	34,41	23,5	12,10	100,68	146,33	508,96
8,5	4,38	15,34	19,15	40,05	24,0	12,35	104,68	152,63	536,46
9,0	4,63	17,05	21,46	46,20	24,5	12,61	108,75	159,05	564,84
9,5	4,89	18,85	23,91	52,88	25,0	12,87	112,89	165,61	594,10
10,0	5,15	20,72	26,50	60,12	25,5	13,13	117,10	172,30	624,25
10,5	5,41	22,68	29,21	67,92	26,0	13,38	121,39	179,13	655,30
11,0	5,66	24,72	32,06	76,29	26,5	13,64	125,74	186,08	687,27
11,5	5,92	26,84	35,04	85,26	27,0	13,90	130,16	193,17	720,15
12,0	6,18	29,04	38,16	94,83	27,5	14,16	134,66	200,39	753,95
12,5	6,43	31,32	41,40	105,02	28,0	14,41	139,22	207,74	788,69
13,0	6,69	33,67	44,78	115,84	28,5	14,67	143,86	215,23	824,37
13,5	6,95	36,11	48,29	127,31	29,0	14,93	148,56	222,85	861,02
14,0	7,21	38,62	51,94	139,42	29,5	15,19	153,33	230,60	898,60
14,5	7,46	41,21	55,71	152,21	30,0	15,44	158,18	238,48	937,16
15,0	7,72	43,88	59,62	165,67	30,5	15,70	163,09	246,50	976,70
15,5	7,98	46,62	63,66	179,82	31,0	15,96	168,07	254,64	1017,20
16,0	8,24	49,44	67,83	194,68	31,5	16,22	173,12	262,93	1058,80
16,5	8,49	52,34	72,14	210,24	32,0	16,47	178,24	271,34	1101,20
17,0	8,75	55,31	76,58	226,53	32,5	16,73	183,42	279,88	1144,80
17,5	9,01	58,36	81,15	243,56	33,0	16,99	188,68	288,56	1189,30
18,0	9,27	61,48	85,85	261,33	33,5	17,24	194,00	297,37	1234,90
18,5	9,52	64,68	90,69	279,86	34,0	17,50	199,39	306,31	1281,50
19,0	9,78	67,95	95,66	299,15	34,5	17,76	204,85	315,39	1329,10
19,5	10,04	71,29	100,76	319,22	35,0	18,02	210,38	324,60	1377,80
20,0	10,30	74,71	105,99	340,08					

δ) Formel von Afonassieff.

Die Formel gilt nur für gröfsere Geschwindigkeiten.

a) für v_{max} ist $$N_i = \frac{1000}{1-s} \sqrt[3]{\frac{B P^2}{L^2}} \sqrt[3]{\left(\frac{v_{max}}{A}\right)^{10}},$$

b) für geringere Geschwindigkeiten $$\frac{N_i}{N_{i\,max}} = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{v^2}{v_{max}^2}\right) \sqrt[3]{\left(\frac{v}{v_{max}}\right)^7},$$

worin s der Slip der Propeller,
B die Schiffsbreite in m,
P das Schiffsgewicht in m,
L die Schiffslänge in m,
v die Geschwindigkeit in kn/st,
A ein Koeffizient nach folgender Tafel:

Werte für A.

Schrauben	Räder	Schiffskörper gestrichen m	gestrichen Fufs engl.	gekupfert m	gekupfert Fufs engl.
poliert	bewegl. Schaufeln	29,5	26	30,5	27
nicht poliert	feste Schaufeln	29	25,5	30	26,5

III. Bestimmung des Schiffswiderstandes nach dem mechanischen Aehnlichkeitsgesetze.

Das Aehnlichkeitsgesetz von Newton lautet in seiner Anwendung auf Schiffswiderstände folgendermafsen:

„Bei ähnlichen Schiffen, deren lineare Abmessungen sich wie $\alpha : 1$ und deren Geschwindigkeiten sich wie $\sqrt{\alpha} : 1$ verhalten, stehen die Widerstände im Verhältnisse $\alpha^3 : 1$."

Danach gelten folgende Beziehungen:

Verhältnis der Abmessungen: $$\frac{\alpha}{1} = \frac{L}{l} = \frac{B}{b} = \frac{T}{t} = \sqrt[3]{\frac{D}{d}} = \frac{V^2}{v^2},$$

„ „ Flächen: $$\frac{\alpha^2}{1} = \frac{F}{f} = \left(\frac{D}{d}\right)^{2/3},$$

„ „ Volumen: $$\frac{\alpha^3}{1} = \frac{D}{d},$$

„ „ Geschwindigkeiten: $$\frac{\sqrt{\alpha}}{1} = \frac{V}{v} = \sqrt{\frac{L}{l}} = \sqrt[6]{\frac{D}{d}},$$

„ „ Widerstände: $$\frac{\alpha^3}{1} = \frac{W}{w} = \frac{D}{d},$$

„ „ Maschinenleistungen: $$\frac{\alpha^{3,5}}{1} = \frac{W \cdot V}{w \cdot v} = \left(\frac{D}{d}\right)^{7/6},$$

„ „ Umlaufzahlen der Treibmittel: $$\frac{1}{\sqrt{\alpha}} = \frac{N}{n} = \sqrt{\frac{l}{L}} = \sqrt[6]{\frac{d}{D}},$$

Verhältnis der Schubkräfte der Treibmittel: $\frac{\alpha^3}{1} = \frac{S}{s} = \frac{D}{d}$,

„ „ Drehmomente „ „ $\frac{\alpha^4}{1} = \frac{M_d}{m_d} = \left(\frac{D}{d}\right)^{4/3}$,

„ „ Wirkungsgrade „ „ $\frac{1}{1} = \frac{S \cdot V}{M_d \cdot N} : \frac{s \cdot v}{m_d \cdot n}$.

Hierin gelten die grofsen Buchstaben für das gröfsere, die kleinen für das kleinere Schiff.

Die Rechnung nach dem Aehnlichkeitsgesetz ermöglicht die genaueste Widerstandsbestimmung, vorausgesetzt, dafs $\alpha : 1$ nicht gröfser als etwa 3 : 2. Bei gröfserem Aehnlichkeitsverhältnisse ändert sich das Widerstandsverhältnis, weil der Zähigkeitswiderstand des Wassers nicht dem mechanischen Aehnlichkeitsgesetze folgt.

Beispiel:

Abmessung	Schnelldampfer		Verhältnis
	Fürst Bismarck	Deutschland	
Verdrängung in cbm	11 260	22 350	$\alpha^3 = 1{,}985$; $\alpha = 1{,}257$; $\sqrt{\alpha} = 1{,}121$; $\alpha^{3,5} = 2{,}225$
Länge zw. d. Loten in m	153,16	202,00	$\alpha' = 1{,}318$ } i. M. = 1,223
Breite i. d. W.L. in m	17,53	20,42	$\alpha'' = 1{,}165$ } i. M. = 1,223
Tiefgang in m	7,243	8,587	$\alpha''' = 1{,}185$ } i. M. = 1,223
Erreichte Geschw. in kn	$v = 20{,}7$	$v' = 23{,}52$	n. Berechnung: $v' = 20{,}7 \cdot 1{,}121 = 23{,}2$
PSi-Leistung	$N_i = 15\,944$	$N_i' = 37\,800$	$N_i' = 15\,944 \cdot 2{,}225 = 35\,475$

Stehen die Abmessungen der zu vergleichenden Schiffe in einem anderen Verhältnisse zueinander als die dritten Wurzeln aus den Verdrängungen, so werden zweckmäfsig zunächst zwei vorläufige Widerstandskurven bestimmt, eine nach dem Aehnlichkeitsverhältnisse der dritten Wurzeln aus den Verdrängungen α, die anderen nach dem mittleren Aehnlichkeitsverhältnisse der Abmessungen α'. Zwischen beiden Widerstandskurven wird dann eine mittlere Kurve eingezeichnet, die sich in ihrem mittleren Teile mehr der mit α', in ihrem oberen Teile mehr der mit α berechneten Kurve anpafst, weil bei den unteren Geschwindigkeiten der Zähigkeitswiderstand, der hauptsächlich von den Abmessungen des Schiffes abhängt, dagegen bei den oberen Geschwindigkeiten der Wellenwiderstand, der mehr von Gröfse und Form des Verdrängungskörpers beeinflufst wird, den Hauptteil des Gesamtwiderstandes bildet.

Bei wesentlich voneinander abweichenden Schiffsabmessungen und -formen können bei einem Entwurf folgende Leitsätze benutzt werden:

Der Schiffswiderstand wächst im allgemeinen:

1. mit abnehmendem Verhältnis $L:B$ und $L:T$, wenn δ gleich bleibt oder kleiner wird;

2. mit zunehmendem δ. Nimmt dagegen bei gleicher Länge δ mit zunehmender Breite und Tiefe ab, so fällt der Widerstand, da feinere Schiffslinien entstehen;

3. mit zunehmendem α und β. Wenn aber δ/α und δ/β etwa in demselben Mafse abnehmen, so bleibt der Widerstand wahrscheinlich unverändert;

4. mit der Zahl und Form, weniger mit der Gröfse der Anhänge (Ruder, Ruderträger, Wellenhosen, Wellenböcke, Schlingerkiele, Dockkiele usw.). Schlanke Formen, Verminderung von Rippen und plötzlichen Uebergängen, Anpassung an den natürlichen Wasserverlauf können von grofsem Einflufs auf den Widerstand sein.

1. bis 3. gelten nur für mittlere Verhältnisse, d. h. $L:B$ und $L:T$ dürfen nicht zu grofs, δ, α, β, δ/α, δ/β nicht zu klein werden.

IV. Bestimmung des Schiffswiderstandes durch Modellversuche.

Die Breite der Schlepprinne soll mehr als 15 mal, die Tiefe mehr als 20 mal so grofs wie die des Modells sein.

Nach dem von W. Froude angegebenen Verfahren wird von dem durch einen Schleppversuch ermittelten Gesamtwiderstande des Modelles der nach einer Formel berechnete Reibungswiderstand abgezogen. Der Restwiderstand wird nach dem mechanischen Aehnlichkeitsgesetze durch Multiplikation mit der dritten Potenz des Mafsstabverhältnisses α^3 und mit dem Verhältnisse $\Gamma:\gamma$ der spez. Gew. des Wassers, in dem Schiff und Modell sich bewegen, auf das entsprechende Schiff übertragen, für dieses auch der Reibungswiderstand berechnet und durch Summierung dieser beiden Werte der Gesamtwiderstand des Schiffes bestimmt. Für die Berechnung des Reibungswiderstandes werden die von R. E. Froude angegebenen Formeln benutzt:

1. für das Modell: $w_r = 0{,}377 \cdot \gamma \cdot F \cdot L^{0{,}0875} \cdot O_m \cdot V^{1{,}825} \cdot \dfrac{1}{\alpha^3}$

2. „ „ Schiff: $W_r = 0{,}377 \cdot \Gamma \cdot F \cdot L^{0{,}0875} \cdot O_s \cdot V^{1{,}825}$.

Hierin bezeichnen:

w_r = Reibungswiderstand des Modells in kg,
W_r = „ „ Schiffes „ „,
γ = spez. Gew. des Wassers und Modellrinne in kg/cbdm,
Γ = „ „ „ „ für das Schiff „ „
L = Länge des Schiffes in m,
F = benetzte Oberfläche des Schiffes in qm,
V = Geschwindigkeit des Schiffes in kn/st,
α = Mafsstabsverhältnis zwischen Schiff und Modell,
O_s und O_m = von der Schiffs- und Modell-Länge abhängige Werte nach folgender Tafel (vgl. Schütte, „Untersuchungen über Hinterschiffsformen“, Jahrb. d. schiffbautechn. Ges. 1901):

Modell				Schiff					
Länge m	O_m	Länge m	O_m	Länge m	O_s	Länge m	O_s	Länge m	O_s
2,5	0,14012	3,8	0,12744	20	0,09253	85	0,07712	150	0,07234
2,6	0,13890	3,9	0,12666	25	0,08960	90	0,07662	155	0,07204
2,7	0,13775	4,0	0,12592	30	0,08732	95	0,07618	160	0,07175
2,8	0,13662	4,2	0,12447	35	0,08560	100	0,07575	165	0,07148
2,9	0,13559	4,4	0,12317	40	0,08416	105	0,07536	170	0,07120
3,0	0,13456	4,6	0,12192	45	0,08294	110	0,07496	175	0,07092
3,1	0,13357	4,8	0,12078	50	0,08192	115	0,07460	180	0,07069
3,2	0,13260	5,0	0,11968	55	0,08105	120	0,07425	185	0,07042
3,3	0,13168	5,2	0,11864	60	0,08027	125	0,07392	190	0,07020
3,4	0,13078	5,4	0,11768	65	0,07960	130	0,07360	195	0,07000
3,5	0,12989	5,6	0,11676	70	0,07890	135	0,07329	200	0,06978
3,6	0,12904	5,8	0,11596	75	0,07828	140	0,07295	205	0,06959
3,7	0,12824	6,0	0,11520	80	0,07769	145	0,07265	210	0,06941
								220	0,06910

Für die Berechnung der benetzten Oberfläche kann man folgende Verfahren benutzen:

1. Die Spantumfänge bis zur WL aufmessen, nach Simpsons Regel integrieren und das Ergebnis mit 1,015 bis 1,03 je nach der Völligkeit des Schiffes multiplizieren.
2. Nach Bourgeois: $F = \varepsilon L (B + 2T)$, worin $\varepsilon = 0{,}65$ bis $0{,}78$
3. „ Denny: $F = L B \frac{\delta}{\beta} + 1{,}7 LT.$
4. „ Dupré: $F = 2L . \sqrt{\otimes}.$
5. „ Rota: $F = 0{,}95 \frac{\delta}{\beta} U + 2T\left(1 - \frac{\delta}{\beta}\right)$, worin

$U =$ Umfang des $\otimes$ bis zur WL.

Ueber die Errechnung der erforderlichen Maschinenleistung aus den Modell-Schleppversuchswerten S. 725.

II. Schiffsmaschinenbau.

A. Propeller.

a) Schiffsschraube.

Im folgenden bezeichne:

D den Durchmesser der Schraube in m,
H die Steigung der Schraube in m,
A die abgewickelte Fläche eines Flügels in qm
z die Anzahl der Schraubenflügel,

N_i die indizierte Leistung der Maschine in PS für eine Schraube,
N_e die Schubleistung = (effektive) Widerstandsleistung des Schiffes für eine Schraube,
N_d die Drehleistung einer Schraubenwelle,
P_i den indizierten Schub auf eine Schraube in kg,
P_e den effektiven Schub auf eine Schraube in kg,
n die Umlaufzahl der Welle in 1 Minute,
V die Geschwindigkeit des Schiffes in Knoten [1 Knoten (Seemeile) = 1852 m/st],
$C = \frac{n H . 60}{1852}$ die achsiale Geschwindigkeit d. Schraube i. Knoten/st,
$u = \frac{D . \pi . n}{60}$ die Umfangsgeschwindigkeit der Schraube in m/sk,
U die Geschwindigkeit des Wassers am Hinterschiff (Vorstrom bzw. Nachstrom),
S den scheinbaren Slip in Prozenten,
s den tatsächlichen Slip in Prozenten.

Schraubenschub.

Der Schraubenschub ist die Kraft, mit der die Schraube das Schiff in der Richtung der Schraubenwelle antreibt. Er beruht auf der Rückwirkung des durch die Schraube entgegengesetzt der Fahrtrichtung beschleunigten Wassers und ist somit $= \frac{N_e . 75 . 3600}{V . 1852}$. Im Gegensatz zu diesem Schube spricht man jedoch gewöhnlich von einem sog. effektiven Schube, in dem statt der Schiffs- die Schraubengeschwindigkeit in m/sk eingesetzt wird: $P_e = \frac{N_e . 75 . 60}{H . n}$.

Ebenso berechnet man den indizierten Schub, der der indizierten Leistung der Maschine entspricht: $P_i = \frac{N_i . 75 . 60}{H \; n}$.

P_i wird häufig zur Ermittlung der Flügelfläche einer Schraube benutzt.

Wirkungsgrad der Schraube.

Der Wirkungsgrad der Schraube allein ist $\eta_s = \frac{N_e}{N_d}$.

Er schwankt bei den besten bekannten Schrauben zwischen 0,6 und 0,7, ist jedoch bei gewöhnlicher Ausführung geringer; er hängt von der Gesamtausführung der Schraube und ihrer Lage zum Schiff ab.

Der Wirkungsgrad der Maschine $\eta_m = \frac{N_d}{N_i}$ wechselt zwischen 0,8 für kleinere Maschinen von rd. 500 PSi und 0,95 bei grofsen und gröfsten Anlagen.

Der Gesamtwirkungsgrad von Maschine und Schraube ist $\eta = \eta_m \cdot \eta_s$.

Der Slip.

Das Ausweichvermögen des Wassers gegenüber der sich drehenden und fortschreitenden Schraube wird als Slip bezeichnet. Der Natur der

Schraube nach zerfällt der Slip in einen achsialen und einen tangentialen. Gewöhnlich wird nur der erste festgestellt und zur Beurteilung der Probefahrtergebnisse herangezogen.

Bei einer ohne Schiff fahrenden Schraube ist der achsiale Slip $= C - V$ oder, in Prozenten ausgedrückt, $S = 100 \cdot \frac{C - V}{C}$.

Bei der Schraube am Schiffe kann S nur der scheinbare Slip sein, da das der Schraube zuströmende Wasser nicht die Geschwindigkeit V, sondern wegen des stets vorhandenen Nachstromes hinter dem Schiffe die Geschwindigkeit $(V - U)$ hat. Der tatsächliche oder wahre Slip ist daher $s = 100 \cdot \frac{C - (V - U)}{C}$.

s ist stets gröfser als S und kann nicht wie S negativ werden. Günstigster Wert für s: 15 bis 20%.

U und somit auch s sind nur schwer feststellbar, weil die Wassergeschwindigkeit in einer Querebene zur Schraubenachse an jeder Stelle verschieden ist. Am stärksten ist sie in der Mittellängsebene des Schiffes; von dort nimmt sie nach den Seiten zu ab (daher zeigen die Mittelschrauben von Dreischraubenschiffen bei gleicher Bauart der 3 Schrauben einen kleineren scheinbaren Slip als die Seitenschrauben). U wächst mit zunehmender Völligkeit des Hinterschiffs und mit zunehmender Rauheit der Aufsenhaut.

Wegen der Schwierigkeit der Feststellung des tatsächlichen begnügt man sich fast stets mit der Ermittlung des scheinbaren Slips.

Werte von S.

1. Langsame Frachtdampfer mit völligem Hinterschiff — 2 bis + 8,
2. Scharfe Personendampfer . . . . + 8 „ + 15,
3. Scharfe grofse Kriegsschiffe . . . . + 13 „ + 20,
4. Kleine scharfe Schiffe . . . . + 20 „ + 27.

Berechnung der Schraubenabmessungen.

Durchmesser D.

Den Durchmesser macht man der günstigeren Widerstandsverhältnisse wegen in der Regel so grofs, als es die jeweiligen Umstände — Tiefgang und Umdrehungszahl — zulassen. Wegen der Gefahr des Einsaugens von Luft vom Wasserspiegel her mufs zwischen Schraubenflügelspitze und Wasserspiegel zweckmäfsig ein gewisser Zwischenraum liegen. Dieser beträgt bei grofsen Schiffen mit verhältnismäfsig hoher Drehzahl bis zu 2 m; bei kleinen schnellen Schiffen mit starker Heckwelle kann die Flügelspitze die Konstruktionswasserlinie erreichen. Sog. Tunnelschrauben können ihre Achse in der Wasserlinie haben, da sie beim Arbeiten den Tunnel voll Wasser ziehen.

Zur Vermeidung von Grundberührungen wird Unterkante Schraube gewöhnlich 0,2 bis 0,4 m höher gelegt als die Kielsohle.

Der Tiefgang des Schiffes und die angegebenen Mafse: Wasserspiegel bis obere Flügelspitze und Kielsohle bis untere Flügelspitze begrenzen bei Schiffen mit Kolbenmaschinen den höchst zulässigen

Schraubendurchmesser. Für Turbinenschiffe mufs D dagegen mit Rücksicht auf das zulässige Schraubendrehmoment

$$M_d = \frac{N_d \cdot 60 \cdot 75}{2\pi \cdot n}$$

und auf die zulässige Umfangsgeschwindigkeit $\dot{u} = \frac{D \cdot \pi \cdot n}{60}$ der Schraube beschränkt werden. Es ist bei einer Schiffsgeschwindigkeit:

V = 32 und mehr	30	28	26	24	22	20	18
u = 70 bis 75 . .	65 bis 70	58 bis 63	55 bis 58	50 bis 54	48 bis 52	46 bis 50	45 bis 48

Steigung.

Die jeweilig günstigste Schraubensteigung ist nur durch Vergleichsprobefahrten zu ermitteln und wird daher am besten nach bewährten Ausführungen gewählt. Es ist

$\frac{D}{H}$ = 0,5 bis 0,8 für Frachtdampfer,
= 0,7 „ 0,95 „ Fracht- und Passagierdampfer,
= 0,6 „ 0,8 „ Schnelldampfer } mit Kolbenmaschinen,
= 0,7 „ 1,0 „ Linienschiffe und Kreuzer } mit Kolbenmaschinen,
= 0,8 „ 1,1 „ Torpedoboote } mit Kolbenmaschinen,
= 1,1 „ 1,15 „ Schnelldampfer } mit Dampfturbinen.
= 0,8 „ 1,2 „ Linienschiffe und Kreuzer } mit Dampfturbinen.
= 0,9 „ 1,0 „ Torpedoboote } mit Dampfturbinen.

Schraubenfläche.

Die abgewickelte Schraubenfläche wird häufig mit Hülfe des indizierten Schubes für die Flächeneinheit berechnet. Man kann annehmen

$\frac{P_i}{z A}$ = 0,4 bis 0,5 kg für Frachtdampfer,
= 0,5 „ 0,6 „ „ Fracht- und Passagierdampfer } mit Kolbenmaschinen,
= 0,7 „ 0,8 „ „ grofse, schnelle Dampfer } mit Kolbenmaschinen,
= 0,9 „ „ Torpedoboote } mit Kolbenmaschinen,
= 0,95 „ 1,3 „ „ grofse, schnelle Dampfer } mit Dampfturbinen.
= 1,1 „ 1,35 „ „ Torpedoboote } mit Dampfturbinen.

Die Schraubenfläche darf nicht zu grofs werden, wenn der Wirkungsgrad der Schraube gut sein soll. Man findet das Verhältnis $\frac{z A}{\frac{D^2 \pi}{4}}$

bei Kolbenmaschinen:
= 0,3 bis 0,33 bei Torpedobooten und Torpedokreuzern,
= 0,33 „ 0,39 „ gröfseren, schnell fahrenden Schiffen und bei Frachtschiffen mit Maschinen kleiner Drehzahl,
= 0,39 „ 0,45 „ langsamen Schiffen mit Maschinen höherer Drehzahl,
= 0,45 „ 0,8 „ flach gehenden Booten mit kleinen Schrauben, besonders bei Schleppern;

bei Dampfturbinen:
= 0,55 bis 0,6 bei Linienschiffen und Kreuzern,
= 0,58 „ 0,65 „ Torpedobooten.

Die Flügelfläche sollte nach Möglichkeit mehr über die Länge als über die Breite des Flügels verteilt werden.

Berechnung der Schraubenabmessungen nach dem mechanischen Aehnlichkeitsgesetze.*)

Von der zu entwerfenden Schraube ist gewöhnlich die Leistung N_i in PSi und die minutliche Drehzahl n durch die Ausführung der Maschine gegeben. Man vergleicht nun die Entwurfsschraube mit einer bekannten, schon ausgeführten Schraube (gekennzeichnet durch den Strichindex '), die unter ähnlichen Verhältnissen arbeitet. Aus dem Bruche $\frac{N_i'}{N_i} = \alpha^{3,5}$ gewinnt man das lineare Aehnlichkeitsverhältnis α beider Schrauben, aus dem Bruche $\frac{n'}{n} = \frac{1}{\sqrt{\beta}}$ das Verhältnis der Drehzahlen $\sqrt{\beta}$. Ist β nicht gleich α, so wählt man das Mittel aus beiden Werten und berechnet danach die Abmessungen der neuen Schraube.

Ist aufser der indizierten Leistung nur die Schiffsgeschwindigkeit V gegeben, während für n die Bedingung vorliegt, dafs es einen für die feweilige Maschinenart brauchbaren Wert darstellt, so berechnet man jür etwa drei beliebig gewählte Aehnlichkeitsverhältnisse α_1, α_2, α_3 die jeweilige indizierte Leistung nach der Höchstleistung N_i' des ausgeführten Schiffes und die den α-Werten entsprechenden Geschwindigkeiten $\frac{V'}{\sqrt{\alpha}}$. Man untersucht dann nach der gegebenen N_i-Kurve des ausgeführten Schiffes, wieviel PSi zur Aufbringung des Geschwindigkeitsunterschiedes $\frac{V'}{\sqrt{\alpha}} - V$ nötig sind. Den jeweiligen PSi-Unterschied zählt man zu den entsprechenden Werten von $\frac{N_i'}{\alpha^{3,5}}$ hinzu und stellt aus den Summengröfsen N_{i_1} eine Kurve nach den α-Werten zusammen (Abb. 45). Eine Parallele zur α-Achse im Abstande der für den Schiffsentwurf gegebenen indizierten Leistung N_i schneidet diese Kurve in einem Punkte, dessen Abszisse das gesuchte Aehnlichkeitsverhältnis α ist.

Abb. 45.

Genügt das mit α gefundene n den gestellten Bedingungen noch nicht, so kann es unter Beibehaltung des mit α gefundenen zA-Wertes auf folgende Art geändert werden:

Die Drehmomente unähnlicher Schrauben müssen sich, gleiche Schraubenflächen und gleiche Wassergeschwindigkeitsverhältnisse vorausgesetzt, etwa wie die Quadrate der Durchmesser verhalten, also

$$\frac{M_d}{M_{d_1}} = \frac{D^2}{D_1^2}.$$

*) Rothe, Der Widerstand und Antrieb von Schiffen. Berlin 1912, Verlag von M. Krayn.

Bei gleicher indizierter Leistung N_i stehen aber die Drehmomente auch in der Beziehung $\frac{M_d}{M_{d_1}} = \frac{n_1}{n}$.

Durch Wahl von n_1 findet sich also unmittelbar der dazu passende Durchmesser D_1.

Um die Wassergeschwindigkeitsverhältnisse der neuen ähnlich denjenigen der ausgeführten Schraube zu gestalten, müssen in allen Flügelquerschnitten (Abb. 46) die Slipwinkel $(\alpha - \beta)$ bei beiden Schrauben gleich sein. Bei der Entwurfschraube ist β_1 durch die Beziehung $\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{V}{D_1 \pi n_1}$ gegeben. Zu dieser Gröfse β_1 ist der Winkel $(\alpha_1 - \beta_1) = (\alpha - \beta)$ hinzuzuzählen, um den entsprechenden Wert von α_1 oder aus $\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{H_1}{D_1 \pi}$ die Steigung H_1 zu erhalten. Der mittlere Wert aus den bei verschiedenen Querschnitten gefundenen Gröfsen H_1 liefert die der Schraube zweckmäfsig zu gebende Steigung.

Abb. 46.

Form und Ausführung der Schraube.

Die Druckfläche des Flügels ist fast immer ein Stück einer gewöhnlichen Schraubenfläche, jedoch wird die Steigung auch veränderlich in Richtung sowohl des Halbmessers als der Peripherie ausgeführt. Man verwendet rechts- und linksgängige Schrauben. Die Erzeugende der Schraubenflächen steht etwa 0 bis 20°, im Mittel 8°, bei Turbinenschiffen meist 0°, schräg nach hinten geneigt. Die Neigung darf nicht zu grofs werden, da sonst ein zu grofser Teil der Schraubenarbeit für den Schiffsantrieb verloren geht. Die gröfste Breite der Flügel liegt etwa auf 0,5 bis 0,7 D.

Anzahl der Flügel bei Handelsschiffen meist 4, bei Kriegsschiffen und kleineren schnell laufenden Schiffen vielfach 3.

Die Querschnitte der Flügel werden gewöhnlich als Kreis- oder Parabelabschnitte ausgeführt. Sie erhalten zweckmäfsig an der austretenden Kante eine zweiseitig symmetrisch zugeschärfte Form.

Bei Schiffen mit mehreren Schrauben, die in der Nähe der Aufsenhaut gelagert sind, empfiehlt sich ein nach aufsen zeigender Drehsinn der Schrauben.

Flügel und Nabe sind entweder aus einem Stück (für Schrauben bis 4 m Durchm.), oder die Flügel haben mit Stiftschrauben auf die Nabe aufgesetzte Flanschen. Bolzenlöcher länglich (Abb. 49 S. 734), damit durch Verdrehen der Flügel die Steigung geändert werden kann. Baustoff für die Stiftschrauben meist Stahl, seltener Bronze (nur für Bronzeflügel). Naben meist aus Gufseisen, manchmal Stahlgufs, bei Kriegsschiffen Bronze. Flügel bei erstklassigen Handelsdampfern und Kriegsschiffen Bronze hoher Festigkeit, bei gewöhnlichen Frachtschiffen Gufseisen (seltener Stahlgufs), bei Schleppern und Eisbrechern häufig Stahlgufs. Stahlgufsschrauben rosten leichter als gufseiserne.

Festigkeit der Flügel.

Näherungsverfahren: Man nimmt an, daſs der indizierte Schub $\frac{P_i}{z}$ in der Mitte des Flügels, $0{,}7\,\frac{D}{2}$ von Wellenmitte entfernt, angreift. Dann wirkt auf den untersten Querschnitt A über der Abrundung (Abb. 47) ein Biegungsmoment

$$M = \frac{P_i}{z}\left(0{,}7\,\frac{D}{2} - \text{Entfernung des Querschnitts } A \text{ von Wellenmitte}\right).$$

Abb. 47.

Abb. 48.

Abb. 49.

Abb. 50.

Unter der Annahme, der gebogene Querschnitt liege quer zur Achse und sei ein Parabelabschnitt (Abb. 50), ist das Widerstandsmoment in bezug auf die Längenachse des Querschnitts $= \frac{8}{105}\,l\,h^2$ und die Beanspruchung der Faser CC auf Druck im Scheitel auf der vorderen Fläche

$$s_z = \frac{M}{8}\,\frac{105}{l\,h^2}.$$

Bei Handelsschiffen wähle man $s_z = 550$ kg/qcm für Stahlguſs, 400 kg/qcm für feste Bronze, 200 kg/qcm für Guſseisen.

Bei Kriegsschiffen findet man noch höhere Werte. Zu der Beanspruchung s_z tritt noch die Beanspruchung durch die Fliehkraft, die für Flügel mit schrägen Erzeugenden bei hoher Umlaufzahl nicht vernachlässigt werden darf.

Ist d der Durchmesser der Schraubenwelle, so ist für überschlägliche Rechnung h (auf $1\frac{1}{2}\,d$ aus Mitte) $= K\sqrt{\frac{d^3}{z\,b}}$.

$K = 2$ für Guſseisen,
$= 1{,}4$ für gewöhnliche Bronze,
$= 1{,}26$ für Stahlguſs,
$= 1{,}2$ für Schmiedestahl und Phosphorbronze.

Stärke der Flügel an der Spitze je nach Gröfse der Schraube bei Bronze 6 bis 20 mm, bei Gufseisen 15 bis 30 mm. Die Linie AB (Abb. 47) gibt die vordere Begrenzungslinie der Querschnitte.

Schraubennabe.

Die Form der Nabe wird zur Verminderung des Widerstandes zweckmäfsig möglichst schlank ausgeführt.

Es sei: L die Länge der Nabe,
d der Durchmesser der Schraubenwelle,
d_n der Aufsendurchmesser der Nabe;

dann ist für eine Schraube mit aufgesetzten Flügeln

$$d_n = 2 \text{ bis } 3\,d, \qquad L = 2{,}5 \text{ bis } 4{,}5\,d.$$

Für Schrauben mit Flügel und Nabe aus einem Stück ist

$$d_n = 1{,}75 \text{ bis } 2{,}25\,d, \qquad L = 3 \text{ bis } 5\,d.$$

Die Nabe wird mit Kegel auf die Schraubenwelle aufgepafst.

$$\text{Kegel} = \frac{d - d_1}{L} = \frac{1}{10} \text{ bis } \frac{1}{16},$$

im Mittel $^1/_{12}$.

Die Befestigung erfolgt durch Federn, deren Breite

$$b = \frac{1}{5}\,d + 10 \text{ mm}$$

und deren Höhe $h = 0{,}5$ bis $0{,}6\,b$.

Das **Gewicht** der Schiffsschraube wird ermittelt, indem man zum Gewicht des Flügelflansches das des Flügels hinzuzählt.

Gewicht des Flügels = abgewickelte Fläche × Stärke an der Wurzel × spez. Gewicht × 0,4.

b. Schaufelräder.

Bezeichnet:

W den Widerstand des Schiffes in kg,
v_s die Schiffsgeschwindigkeit in m/sk (S. 715 ff.),
D den Durchm des Schaufelrades auf Aufsenkante Schaufeln in m,
d den Durchm. des Kreises der Druckmittelpunkte der Schaufeln i. m,
b die Radbreite in m,
l die Länge, h die Höhe der Schaufeln in m,
m die Anzahl der zu gleicher Zeit eintauchenden Schaufeln,
$A = 2\,l\,h$ die Fläche zweier Schaufeln in qm,
u die Umfangsgeschwindigkeit der Druckmittelpunkte in m/sk,
[Der Druckmittelpunkt wird in Deutschland und Frankreich auf $^1/_2\,h$, in England auf $^1/_3\,h$ von der Aufsenkante der Schaufeln gemessen.]
n die minutliche Umlaufzahl des Rades,
e die Entfernung der Schaufeln voneinander auf dem Kreise der Druckmittelpunkte,

so kann allgemein gesetzt werden:

$$W = k \cdot m \cdot A\,(u - v_s)^{m'},$$

worin k und m' Gröfsen bezeichnen, die je nach der Ausführung der Schaufelräder und nach den Geschwindigkeitsverhältnissen des Wassers

in bezug auf die Räder wechseln. m' ist im Mittel $= 2$ zu setzen, während k bedeutend schwankt. Die Formel kann deshalb nur zu Vergleichszwecken für ähnliche Schaufelräder dienen; sie lehrt jedoch, dafs der Schaufelradschub, der gleich dem Schiffswiderstand W sein mufs, von der Gröfse von mA oder, da in der Regel drei Schaufeln jedes Rades gleichzeitig das Wasser berühren, von der Gröfse A und derjenigen $(u - v_s)$ abhängt.

$u - v_s$ kennzeichnet die den Schub erzeugende relative Wassergeschwindigkeit am Rade, $100 \frac{u - v_s}{u}$ ist der Slip des Schaufelrades, der gewöhnlich zwischen 15 und 30 % schwankt.

Die Gröfse A sollte mit der Gröfse der Schaufelentfernung e in Einklang stehen; A findet sich zu 0,5 bis $1{,}3\,e^2$. Bei wachsendem A fällt der Slip, folglich steigt nach obiger Formel der Schub im allgemeinen nicht in gleicher Weise wie A und umgekehrt.

Bei grofsem e, auch bei hohem n, erhält das von den Schaufeln verdrängte Wasser Gelegenheit, sich hinter jeder Schaufel zu schliefsen, vergröfsert also den Schub. Man findet

e bei festen Schaufeln 0,7 bis 1,2 m,
„ beweglichen Schaufeln bis hinauf zu 1,9 m;
n gewöhnlich $= 20$ bis 30, in neuester Zeit jedoch 40 bis 60 minutliche Umläufe.

Bei grofsem A und grofsem e mufs, um die genügende Anzahl zugleich eintauchender Schaufeln zu erhalten, auch der Durchmesser D des Schaufelrades grofs gewählt werden. Es findet sich

$D = 5{,}3$ bis $5{,}5\,h$ für schnelle See-Raddampfer mit beweglichen Schaufeln,
$D = 8{,}1$ „ $8{,}8\,h$ für Revierdampfer,
$D = 8{,}2$ „ $10\,h$ für kleine Flufsdampfer mit festen Schaufeln,
$D = 4{,}2$ „ $5{,}5\,h$ für neuere Flufs-Schleppdampfer (mit Exzenter zwischen Bordwand und Rad).

Dabei ist die Beziehung zwischen h und l:
für schnelle See-Raddampfer (Postdampfer zwischen England und dem Festland, Geschwindigkeit mehr als 14 Knoten) $h = 0{,}38$ bis $0{,}48\,l$, i. M. $0{,}43\,l$,
für Revierdampfer (8 bis 16 Knoten) $h = 0{,}23$ bis $0{,}30\,l$,
für Flufsdampfer (7,5 bis 11 Knoten) $h = 0{,}17$ bis $0{,}24\,l$;
bei Seeschiffen beträgt l bis $^1/_3\,B$, bei Flufsschiffen bis $^1/_2\,B$.

Die **Tauchtiefe**, d. h. die Entfernung von Aufsenkante der eingetauchten Schaufel bis zum Wasserspiegel, beträgt gewöhnlich 0,22 bis 0,24 D für grofse, schnelle Dampfer mit beweglichen Schaufeln. Für kleinere Fahrzeuge gilt allgemein nach Scott Russell:

$$\text{Tauchtiefe} = 0{,}17 \text{ bis } 0{,}22\,D.$$

Die Innenkanten der Schaufeln müssen bei der Fahrt so weit unter Wasser liegen, dafs ihre Umfangsgeschwindigkeit noch gröfser ist als die Schiffsgeschwindigkeit. Man läfst daher die Innenkanten der Schaufeln mindestens 100 mm eintauchen.

Stofsfreier Ein- und Austritt der Schaufeln wird gewährleistet durch Stellung in die Richtung ihrer Relativgeschwindigkeit zum

Wasser, die sich als Mittelgeschwindigkeit aus u und v_s ergibt. Um den für den Schub schädlichen Wasserwiderstand beim Ein- und Austritt zu vermindern, werden die Schaufeln zweckmäfsig an den ein- und austauchenden Kanten zugeschärft.

Wegen des zwischen Schaufelradwiderstand W_r und Schub $= W$ bestehenden Unterschiedes, der namentlich von dem vorerwähnten, für den Schub schädlichen Widerstand der Schaufeln beim Ein- und Austritt herrührt, ist der **Wirkungsgrad** des Schaufelrades $\eta_s = \frac{W \cdot v_s}{W_r \cdot u}$ um 5 bis 10 % geringer als $\frac{v_s}{u}$. Die Gröfse von η_s wird durch die Lage der Schaufelräder zum Schiff und zur Wasseroberfläche sowie von der Ausführung der Räder stark beeinflufst.

Bauart der Räder mit beweglichen Schaufeln.

In Abb. 51 bedeuten WL die Wasserlinie, C den Mittelpunkt eines Rades mit dem doppelten Halbmesser und festen Schaufeln. Ziehe CD, CB, CE, winkelrecht dazu die Schaufelhebel DG, BF und EH, deren Länge etwa $= 0{,}6\,h$. Der Mittelpunkt eines Kreises durch GFH ist der Mittelpunkt des exzentrischen Zapfens für das Bewegungsgetriebe der Schaufeln. Es ist zu untersuchen, ob die Zugstangen in der dem gröfsten Ausschlage des Schaufelhebels entsprechenden Stellung KM die Schaufel berühren; erforderlichenfalls wird die Schaufel eingeschnitten.

Abb. 51.

Gewicht eines Schaufelrades in kg, falls als zulässige Spannung des Eisens 1000 kg/qcm zugrunde gelegt wird,

bei festen Schaufeln . . . . . . rd. $14\,b\,d\sqrt{N_i}$,
bei beweglichen Schaufeln . . . rd. $26\,b\,d\sqrt{N_i}$.

B. Schiffsdampfmaschinen.

a. Kolbenmaschinen.

(S. auch I. Abschnitt, Kraftmaschinen IV.)

$N_i = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{p_i v}{75}$; hierin ist D der Durchmesser des Niederdruckzylinders in cm, p_i der indizierte mittlere Druck in at, v die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sk.

p_i hängt ab vom absoluten Kesseldruck p_0 oder, bei Drosselung des Kesseldruckes, vom absoluten Druck im Hochdruckschieberkasten, ferner vom Gesamtfüllungsgrade $\varepsilon = \frac{\text{Füllung des Hochdruckzylinders}}{\text{Volumenverhältnis}}$, ferner von der Wirkungsart der Steuerung, der Gröfse der Abkühlungsverluste usw., berücksichtigt durch den Völligkeitskoeffizienten k.

$$p_i = k \cdot p_0 \cdot \varepsilon \left(1 + \ln \frac{1}{\varepsilon}\right) = k \cdot p_0 \, \Theta \text{ für Sattdampfmaschinen,}$$

$$p_i = k \cdot p_0 \cdot \varepsilon \left(1 + \frac{1 - \varepsilon^{n-1}}{n-1}\right) \text{ für Heifsdampfmaschinen.}$$

Den Exponenten n setze man

	= 1,1	1,15	1,2	1,25
bei etwa	70°	95°	128°	170° C Ueberhitzung

bei Füllungsanfang.

Mittelwerte von k bei Sattdampfmaschinen:

für Zweifach-Expansionsmaschinen 0,60 bis 0,70,
„ Dreifach- „ 0,52 „ 0,60,
„ Vierfach- „ 0,52 „ 0,54;

die kleineren Werte gelten für die höheren Drehzahlen.

Je mehr Zylinder eine Maschine hat, desto kleiner wird ferner k, so dafs also z. B. bei Dreifach-Expansionsmaschinen mit 4 Zylindern auch der kleinere Wert einzusetzen ist. Zur Berechnung der Abmessungen für mittlere Seeleistungen bei längeren Reisen sind obige Werte von k um rd. 5 % zu verringern.

Bei Heifsdampfmaschinen können die Werte von k je nach der Höhe der Ueberhitzung bis zu 8 %, im Mittel 3 bis 5 % erhöht werden.

Die **Gesamtexpansion** $= \frac{1}{\varepsilon}$ wird gewählt bei:

Verbundmaschinen	für Beiboote und kleine Passagierboote	5- bis 6 fach
„	„ Frachtschiffe	7- „ 8 „
Dreifach-Expansionsmaschinen	für Torpedoboote . . .	5- „ 7 „
„	„ sonstige Kriegsschiffe	6,5- „ 8 „
„	„ Schnelldampfer . .	8- „ 10 „
„	„ Frachtdampfer . . .	9- „ 10 „
Vierfach-Expansionsmaschinen	„ Schnelldampfer . .	rd. 10 „
„	„ Frachtdampfer . . .	11- bis 13 „

Bei obigen Werten ist eine **Füllung** von rd. 70 % im H. D.-Zylinder vorausgesetzt. Die Füllungen in den einzelnen Zylindern schwanken:

im H. D.-Zylinder von 55 bis 75 %,
„ M. D.- „ „ 55 „ 70 „ ,
„ N. D.- „ „ 50 „ 65 „ ,

die kleineren Werte für langsam fahrende Frachtdampfer, die grofsen für Torpedoboote und Schnelldampfer.

Werte von $\Theta = \varepsilon\left(1 + \ln\frac{1}{\varepsilon}\right)$

ε	Θ	ε	Θ	ε	Θ	ε	Θ	ε	Θ
0,01	0,056	0,10	0,330	0,19	0,506	0,28	0,636	0,40	0,767
0,02	0,098	0,11	0,353	0,20	0,522	0,29	0,649	0,45	0,810
0,03	0,135	0,12	0,374	0,21	0,538	0,30	0,661	0,50	0,847
0,04	0,169	0,13	0,395	0,22	0,555	0,31	0,673	0,55	0,879
0,05	0,200	0,14	0,415	0,23	0,569	0,32	0,685	0,60	0,906
0,06	0,229	0,15	0,435	0,24	0,583	0,33	0,696	0,65	0,930
0,07	0,257	0,16	0,453	0,25	0,597	0,34	0,707	0,70	0,949
0,08	0,282	0,17	0,471	0,26	0,610	0,35	0,717	0,75	0,969
0,09	0,307	0,18	0,489	0,27	0,624	0,375	0,743	0,80	0,978

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit $v = \frac{2\,s\,.\,n}{60}$ ist von den örtlichen und wirtschaftlichen Verhältnissen des Schiffes abhängig. Passende Werte gibt folgende Tafel:

Umlaufzahl, Hub und Kolbengeschwindigkeit.

Art der Maschine	Umlaufzahl n	Hub s mm	Kolbengeschwindigkeit v m/sk
Torpedoboote und Torpedojäger	300—400	400—500	5—6
Pinassen, Beiboote	250—380	150—200	1,5—2,5
Kleine Schlepper	180—250	200—300	1,5—2,5
Kleine Passagierdampfer . . .	150—200	280—500	2—3
Grofse Schlepper u. Fischdampfer	100—160	300—700	2—3,5
Kleine Kreuzer	120—190	600—900	3,5—5,5
Grofse Kreuzer	100—150	900—1100	4—5
Linienschiffe	100—120	950—1300	4—4,5
Schnelldampfer	75—95	1600—1850	4—4,8
Grofse Dampfer für Fracht und Passagiere	70—90	1300—1500	3,5—4,5
Kleine Frachtdampfer	95—130	650—900	3—3,8
Grofse Frachtdampfer	70—85	900—1400	3,5—4,0

Nähere Angaben über Hub s und Umlaufzahl n s. auch Tafeln ausgeführter Schiffsmaschinen S. 740 bis 743.

Zylinderverhältnis. Bei Festsetzung der Zylinderverhältnisse hat man auf möglichst gleiche Leistungen in den Zylindern Rücksicht zu nehmen. Da die Füllungen der einzelnen Zylinder mittels einer Stellvorrichtung um rd. 15 bis 23 % veränderlich gemacht werden können, kann man durch Verstellen der Füllung in den meisten Fällen gleiche Leistungsverteilung erzielen, u. zw. erhöht man die Leistung des M. D.- oder N. D.-Zylinders durch **Verkleinern** der Füllung des betreffenden Zylinders.

Tafel ausgeführter Verbundmaschinen.

Name des Schiffes	Gattung	Bemerkungen	Anzahl und Leistung der Maschinen N_i PS	Umlaufzahl	Kesselüberdruck at	Zylinderdurchmesser H.D. mm	Zylinderdurchmesser N.D. mm	Hub mm	Zylinderverhältnis	Gesamtexpansion für angegebene Füllung
—	Frachtdampfer	für Küstenfahrt	1 × 300	130	10,6	330	710	534	1 : 4,63	7,7 fach bei 60 %
—	Flufsschlepper	für Donauschiffahrt	1 × 230	150	8	400	760	400	1 : 3,6	6 fach bei 60 %
—	Fährdampfer	Hoboken—Ferry 1904	1 × 750	120	9,5	460	920	610	1 : 4	6,7 fach bei 60 %
—	Tunnelschraubenboot	für Indien, gebaut, von Thornycroft 1907	1 × 130	400	9	159	343	216	1 : 4,65	7,2 fach bei 65 %
—	Beiboot	für einen geschützten Kreuzer	1 × 50	380	10	160	300	200	1 : 3,5	5 fach bei 70 %

Tafel ausgeführter Dreifach-Expansionsmaschinen.

Name des Schiffes	Gattung	Bemerkungen	Anzahl und Leistung der Maschinen N_i PS	Umlaufzahl	Kesselüberdruck at	Zylinderdurchmesser H.D. mm	Zylinderdurchmesser M.D. mm	Zylinderdurchmesser N.D. mm	Hub mm	Zylinderverhältnis	Gesamtexpansion für 70 % Füllung im H.D.
Kaiser Wilhelm der Grofse	Schnelldampfer	für den Nordd. Lloyd gebaut vom Vulcan, Stettin 1897. Geschw. 22,5 Kn.,	2 × 14 000	78	12,5	1320	2280	2 × 2450	1750	1 : 3 : 6,9	9,9 fach
—	Postdampfer	erbaut 1907 von den Chantiers de l'Atlantique. Geschwindigkeit 18 Kn. Ueberhitzung, Lenzsteuerung	2 × 3250	90	13	685	1092	1828	1219	1 : 2,54 : 7,15	10,2 fach

Olympic	Postdampfer	erbaut 1910 von Harland u. Wolff, Belfast. Geschw. 21 Kn., 2 Maschinen, 1 Abdampfturbine	2 × 15 000	75	15	1370	2130	2 × 2460	1900	1 : 2,42 : 6,45	9,2 fach
Scharnhorst	Dampfer für Fracht und Passagiere	für den Nordd. Lloyd gebaut von Tecklenburg, Geestemünde 1903. Geschwindigkeit 14 Kn.	2 × 3000	80	14	630	1050	1775	1300	1 : 1,78 : 8	11,4 fach
—	Schneller Passagierdampfer	für Kanalverkehr gebaut 1899. Geschw. 20 Kn.	2 × 3000	177	12,7	660	1016	2 × 1143	762	1 : 2,37 : 6	8,6 fach
Bavaria	Dampfer für Fracht und Passagiere	für die Hamb.-Amerika-Linie gebaut von Reiherstieg, Hamburg 1904. Geschw. 11,5 Kn.	1 × 2200	76	14	600	1030	1720	1200	1 : 2,95 : 8,25	11,8 fach
Narvik	Turmdeckdampfer	von der Germaniawerft, Kiel 1905. Geschw. 11 Kn.	1 × 1750	78	13	600	970	1600	1150	1 : 2,61 : 7,12	10,2 fach
—	Fracht- und Passagierdampfer	für norwegische Küstenfahrt gebaut 1904. Geschwindigkeit 13,5 Kn.	1 × 1150	112	13	480	770	1270	750	1 : 2,57 : 7	10 fach
—	Kleiner Frachtdampfer	für die Ostsee 1905	1 × 500	90	12	375	600	970	700	1 : 2,56 : 6,7	9,6 fach
—	Fischdampfer	gebaut von H. C. Stülcken Sohn, Hamburg 1906	1 × 420	128	13	308	500	816	550	1 : 2,64 : 7,12	10,2 fach
Kaiser Wilhelm II.	Radschlepper	für die Elbeschiffahrtgesellschaft gebaut von der Dresdener Schiffswerft Uebigau 1902	1 × 950	39	13,2	535	840	1375	1650	1 : 2,47 : 6,6	bei 63 % 10,15 fach

Name des Schiffes	Gattung	Bemerkungen	Anzahl und Leistung der Maschinen N_i PS	Umlaufzahl	Kesselüberdruck at	Zylinderdurchmesser			Hub mm	Zylinderverhältnis	Gesamtexpansion für 70 % Füllung im H.D.
						H.D. mm	M.D. mm	N.D. mm			
Lord Nelson	Linienschiff	für die englische Marine gebaut von Palmers Shipb. Co. 1906	2 × 8375	120	10,3 bzw. 17,6 a. d. M.	832	1340	2 × 1524	1219	1 : 2,60 : 6,72	9,6 fach
Preußen	Linienschiff	für die Kaiserlich deutsche Marine gebaut 1904	3 × 5330	115	13,5	920	1440	2240	1000	1 : 2,45 : 5,92	8,5 fach
Nassau	Linienschiff	für die Kaiserlich deutsche Marine gebaut 1909	3 × 6660	117	16	960	1460	2200	1100	1 : 2,32 : 5,25	bei 60 % 8,75 fach
Ostfriesland	Linienschiff	für die Kaiserlich deutsche Marine gebaut 1911	3 × 8330	112	16	1040	1590	2 × 1700	1120	1 : 2,34 : 5,34	bei 63 % 8,5 fach
Warrior Natal Achilles	Panzerkreuzer	für die englische Marine gebaut 1904/05. Geschw. 23 Kn.	2 × 11 750	135	14,5	1105	1753	2 × 1956	1067	1 : 2,52 : 6,38	9,12 fach
Hamburg	Kleiner Kreuzer	für die Kaiserlich deutsche Marine 1903	2 × 5000	150	15	870	1360	2070	780	1 : 2,45 : 5,67	8,1 fach
Adventure	Späherkreuzer (Scout)	für die englische Marine gebaut 1904 von Armstrong. Geschw. 25 Kn.	2 × 8000	250	21	2 × 559	2 × 864	2 × 1346	648	1 : 2,39 : 5,81	8,3 fach
Bullfinch	Torpedobootszerstörer	für die englische Marine gebaut 1903. Geschw. 29 Kn.	2 × 3000	390	17,6	495	762	2 × 864	457	1 : 2,37 : 6,08	8,7 fach
S. 90	Torpedoboot	für die Kaiserlich deutsche Marine 1900. Geschw. 26,5 Kn.	2 × 2600	333	15,5	560	850	1240	500	1 : 2,3 : 4,7	6,7 fach

Tafel ausgeführter Vierfach-Expansionsmaschinen.

Name des Schiffes	Gattung	Bemerkungen	Anzahl und Leistung N_i PS	Umlaufzahl n	Kesselüberdruck at	Zylinderdurchmesser H.D. mm	M.D. I mm	M.D. II mm	N.D. mm	Hub mm	Zylinderverhältnis	Gesamtexpansion bei 70 % Füllung
Kaiser Wilhelm II.	Schnelldampfer	für den Nordd. Lloyd gebaut vom Vulcan, Stettin 1902/03. Geschwindigkeit 23 Kn.	2 × 20 000	80	15	2 × 950	2 × 1250	2 × 1900	2 × 2850	1800	1 : 1,73 : 4 : 9	12 fach für 75 %
Caronia	Schnelldampfer	für die Cunard-Linie von J. Brown, Clydebank 1903 Geschw. 19,5 Kn.	2 × 10 500	82	14,76	990	1384	1956	2794	1676	1 : 1,95 : 3,9 : 8	11,4 fach für 70 %
Kaiserin Auguste Victoria	Passagier- und Frachtdampfer	für die Hamb.-Amerika-Linie gebaut vom Vulcan, Stettin 1905/06. Geschw. 17 Kn.	2 × 8750	84	15	920	1350	1920	2710	1650	1 : 2,15 : 4,36 : 8,7	12,4 fach
Grofser Kurfürst	Fracht- und Passagierdampfer	für den Nordd. Lloyd gebaut von Schichau, Elbing 1900. Geschw. 15 Kn.	2 × 4000	80	15	700	1040	1500	2120	1350	1 : 2,21 : 4,6 : 9,2	13,2 fach
Polynesia	Fracht- und Passagierdampfer	für die Hamb.-Amerika-Linie gebaut von Reiherstieg, Hamburg 1904. Geschw. 11,5 Kn.	1 × 2800	76	15	615	870	1290	1850	1370	1 : 2,07 : 4,55 : 9,36	13,4 fach
Borussia	Truppentransportdampfer	für die Hamb.-Amerika-Linie gebaut von Germaniawerft, Kiel 1904 und 1905. Geschw. 11,75 Kn.	2 × 1600	75	15	505	725	1070	1530	1130	1 : 2,06 : 4,5 : 9,2	13,2 fach

Massenausgleich für Maschinen mit vier Kurbeln (System Schlick).

Der Massenausgleich soll die Beschleunigungsdrücke der bewegten Massen, welche auf die mit ihrem Grundrahmen als steifem Träger gedachte Maschine wirken, so ausgleichen, dafs der Träger im Gleichgewicht bleibt. Man wählt zu diesem Zweck die Abstände der Zylindermitten,

Abb. 52.

Gewichte der Kurbelgestänge und Winkel zwischen den Kurbeln so, dafs zwei der drei folgenden Gleichungen erfüllt sind (Abb. 52):

1. $A + B + C + D = 0$ (Gleichgewicht der senkrechten Kräfte),
2. $A\,(a + b + l) + C\,(a + l) + D\,a = 0$ (Ausgleich der Kippmomente, bezogen auf Ebene B),
3. $B\,(a + b + l) + D\,(b + l) + C\,b = 0$ (Ausgleich der Kippmomente, bezogen auf Ebene A);

dabei bedeuten A, B, C und D die Beschleunigungsdrücke der bewegten Massen der Kurbelgestänge, die sich in den Ebenen A, B, C und D quer zur Welle bewegen.

Diese Gleichungen müssen für jeden Augenblick der Umdrehung erfüllt sein, und zwar bei wagerechtem Massenausgleich für die wagerechten, bei senkrechtem für die senkrechten Beschleunigungsdrücke.

Ist G das Gewicht der Kurbelgestänge für den betreffenden Zylinder, g die Beschleunigung der Schwere, v die Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreise, dann ist der senkrechte Massendruck für das betreffende Kurbelgestänge bei Annahme unendlich langer Pleuelstange:

$$A = \frac{G_A}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos\omega; \qquad B = \frac{G_B}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos\omega \text{ usw.,}$$

der wagerechte Massendruck

$$A = \frac{G_A}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \sin\omega; \qquad B = \frac{G_B}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \sin\omega \text{ usw.,}$$

und die obigen Gleichungen lassen sich schreiben:

a) für senkrechten Ausgleich:

$$\text{Gl. 1.}\quad \frac{G_A}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos\omega + \frac{G_B}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos(\alpha + \omega) + \frac{G_C}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos(\alpha + \beta + \omega) + \frac{G_D}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos(\alpha + \beta + \gamma + \omega) = 0;$$

entsprechend für die Gleichungen 2. u. 3;

b) für wagerechten Ausgleich: ebenso wie oben, nur ist statt **cos** immer **sin** zu setzen und unter G_A, G_B usw. das Gewicht der wagerechten bewegten Massen zu verstehen. S. weiter unten.

Hierbei bedeutet ω den jeweiligen Drehwinkel der Kurbelwelle, vom oberen Totpunkt ab gerechnet, und die Gleichungen 1., 2. und 3. müssen, wenn vollständiger Massenausgleich erzielt sein soll, für jeden Wert von ω erfüllt sein.

Bezüglich der Gewichte G gilt folgendes (stehende Maschinen vorausgesetzt):

1. Das Gewicht der nur senkrecht bewegten Massen umfafst: Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf, Oberteil der Pleuelstange, Pumpengestänge.

2. Das Gewicht der umlaufenden Massen umfafst: Kurbelarme, Kurbelzapfen, Unterteil der Pleuelstange. Letztere Massen kommen für den senkrechten und wagerechten Ausgleich in Betracht, so dafs für den senkrechten Ausgleich unter G die Summe der Gewichte zu 1. und 2., für den wagerechten nur die Gewichte zu 2. in Frage kommen.

Das Gewicht der Pleuelstange wird umgekehrt proportional den Abständen des Schwerpunktes der Pleuelstange von den Zapfenmitten auf die senkrecht bewegten und die umlaufenden Massen verteilt.

Die Gleichungen 1., 2. und 3. lassen sich nur für **„unendlich lange" Pleuelstange** erfüllen. Es läfst sich auch noch eine Anordnung der Zylinderabstände, Kurbelwinkel und Gestängegewichte finden, bei der die Gleichung 1. auch für **endliche Pleuelstangenlänge** erfüllt ist.

Man unterscheidet demgemäfs bei der in der Praxis üblichen Berechnungsweise:

I. Ausgleich der senkrechten Kräfte bei irgend einer Pleuelstangenlänge und Ausgleich der die Maschine kippenden Kräftepaare unter Annahme unendlich langer Pleuelstange.

Hier wird immer symmetrische Anordnung der Zylinder zur Mittellinie YY_1 (Abb. 52) angenommen, also $a = b$.

Man berechnet den Wert $h = \frac{1}{4}\left(\frac{L}{l} + \frac{l}{L}\right)$

und findet die Winkel α und γ (Abb. 52) aus den Gleichungen

$$\cos\frac{\gamma+\alpha}{2} = \frac{1}{2} + h - \sqrt{h^2 + \frac{3}{4}},$$

$$\cos\frac{\gamma-\alpha}{2} = \frac{1}{2} - h + \sqrt{h^2 + \frac{3}{4}}.$$

Wenn das schwerere Gestängegewicht der nur senkrecht bewegten Massen (1.) von einem der beiden äufseren Zylinder hier mit G_a bezeichnet wird, so findet sich das für den Ausgleich erforderliche Gestängegewicht (1.) G_c des inneren Zylinders aus der Gleichung:

$$G_c : G_a = \cos\frac{\alpha}{2} : \cos\frac{\gamma}{2}.$$

Die Anordnung dieser Gewichte und der Kurbelwinkel ist gleichfalls symmetrisch zu nehmen, also $G_a = G_b$, $G_c = G_d$ und $\beta = \delta$.

α und γ lassen sich auch nach Abb. 52 S. 744 geometrisch konstruieren, indem OM so bestimmt wird, dafs

$$\cos\frac{\alpha}{2}\cos\frac{\gamma}{2}=\frac{1}{2}.$$

Auf die vorbeschriebene Weise werden die nur senkrecht bewegten Massen (1.) ausgeglichen. Die umlaufenden Massen (2.) sind durch obige Wahl der Winkel und Zylinderabstände ebenfalls ausgeglichen, wenn ihre Gewichte im Verhältnis

$$G_c : G_a = \cos\frac{\alpha}{2} : \cos\frac{\gamma}{2}$$

stehen. Da dies meist nicht der Fall, mufs durch Anwendung von Gegengewichten dieses Verhältnis der umlaufenden Massen tunlichst geschaffen werden.

Bei Dreifach-Expansionsmaschinen mit 4 Kurbeln ordnet man am zweckmäfsigsten in der Mitte den H. D.- und den M. D.-Zyl. und an jedem Ende einen N. D.-Zyl. an, von denen jeder die halbe Leistung des H. D.- oder des M. D.-Zyl. hat. Die Gestänge des N. D.-Zyl. werden entsprechend leichter und ihre Kurbelzapfen kürzer als für H. D.- und M. D.-Zyl. gemacht. Wenn dann der Schieber des H. D.-Zyl. innere Einströmung erhält und die Schieber der N. D.-Zyl. nach aufsen gelegt werden, so sind Gegengewichte nicht erforderlich, und die Maschine zeigt hohe Gleichförmigkeit der Drehmomente.

II. Ausgleich der senkrechten Kräfte und kippenden Kräftepaare, beides unter Annahme unendlich langer Pleuelstange.

Unter G_A, G_B, G_C und G_D sind hier die Gewichte der nur senkrecht bewegten Gestänge (1.) zuzüglich der auf den Kurbelkreis bezogenen Gewichte der umlaufenden Teile (2.) zu verstehen. Bei unsymmetrischer Anordnung der Gewichte mufs die Gleichung

$$\frac{L}{l}(G^2_B - G^2_A) = (G^2_D - G^2_C)$$

erfüllt werden dadurch, dafs man eins oder zwei der Gewichte etwas ändert. Hierauf werden die in Abb. 53 angegebenen Produkte berechnet und damit die Abbildung gezeichnet. Die Kurbelstellungen ergeben sich dann, wenn man durch O Parallele zu den Seiten der Abbildung zieht. Der wagerechte Ausgleich bleibt hierbei unvollkommen, kann aber durch Anbringung von Gegengewichten an den Kurbeln, wie unter I., angenähert erfüllt werden.

Abb. 53.

Dampfgeschwindigkeit

$$= \frac{\text{mittlere Kolbengeschwindigkeit} \times \text{Kolbenfläche des betr. Zylinders}}{\text{Querschnitt des Kanals}}$$

Bei normalen Sattdampfmaschinen ist die

Geschwindigkeit im Hauptdampfrohr	. . . . .	= 30 bis 40 m/sk,
„ in den Dampfkanälen des	H. D.-Z.	= 25 „ 30 „ ,
„ „ „ „ „	M. D.-Z.	= 30 „ 36 „ ,
„ „ „ „ „	N. D.-Z.	= 36 „ 42 „ ;
„ „ „ Ausström- und Ueberströmrohren des	H. D.-Z.	= 20 „ 24 „ ,
„	M. D.-Z.	= 24 „ 28 „ ,
„	N. D.-Z.	= 29 „ 34 „ .

Bei sehr leicht gebauten Maschinen bis 20% mehr.

Bei Heifsdampfmaschinen

mit Kolbenschiebersteuerung . . . 10 bis 15% mehr,
mit zwangläufiger Ventilsteuerung . 20 „ 25 „ „ .

Die Kanalöffnung für den Dampfeintritt beträgt beim

H. D.-Schieber etwa 0,8 der vollen Oeffnung,
M. D.- „ „ 0,75 „ „ „ ,
N. D.- „ „ 0,7 „ „ „ .

Die Eintrittsgeschwindigkeiten des Dampfes sind dann dementsprechend höher.

Wandstärke der Zylinder: Ist D der Dampfzylinderdurchmesser in mm, p der Kesselüberdruck in at, so ist die Wandstärke des H. D.-Zylindereinsatzes für Gufseisen $\delta = \frac{Dp}{360 + 10p} + 10$ mm.

Abb. 54.

Abb. 55.

Bei gewöhnlichen Handelsschiffsmaschinen gibt man für späteres Ausbohren 3 bis 5 mm zu. Die Einsätze der anderen Zylinder und die Zylindermäntel werden meist ebenso stark ausgeführt. Zylinder ohne Einsatz werden für schwerere Schiffsmaschinen immer um einige mm

stärker gemacht, als obige Formel angibt. Befestigung der Einsätze (Abb. 54 S. 747). Leichte Kriegsschiffsmaschinen bekommen keine Einsätze; bei ihnen wird die Wandstärke der Zylinder berechnet mit $k_z = 180$ bis 220 kg/qcm.

Wandstärke des Bodens $= \delta$ bis $1{,}1\,\delta$.

Wandstärke des Deckels $= \delta$ für Gufseisen, $= 0{,}65\,\delta$ für Stahlgufs.

Für doppelwandige Deckel oder Böden aus Gufseisen $= 0{,}8\,\delta$.

Stärke der Flanschen am Zylinder $= 1{,}3\,\delta$ bis $1{,}4\,\delta$.

Stärke der Flanschen am Deckel $= 1{,}2\,\delta$ bis $1{,}3\,\delta$.

Breite der Flanschen 2,6 bis 3,3 $\times$ Durchmesser der Deckelschrauben d.

Aeufserer Durchmesser der Deckelschrauben $d = \delta$ bis $1\,{}^1/_4\,\delta$. Teilung so gewählt, dafs für Handelsschiffsmaschinen Beanspruchung auf Zug $= 350$ bis 420 kg/qcm, für Kriegsschiffsmaschinen bis 450 kg/qcm.

Wandstärke des Schieberkastens, des Schieberkastendeckels und der Zylinderkanäle $= 0{,}8$ bis $0{,}9\,\delta$. Flache Wände werden durch Rippen versteift. Höhe derselben 4 bis $5\,\delta$, Entfernung der Rippen $a = 30$ bis $32{,}5 \cdot \sqrt{\frac{s^2}{p}}$, wenn s die Wandstärke der flachen Wand in cm.

Ausrüstungsteile am Zylinder. Hauptabsperrventil, Hauptmanövrierventil bei kleinen Maschinen gewöhnliches Ventil oder Rundschieber, bei grofsen Maschinen früher ein Doppelsitzventil, jetzt meist ein Ventil mit Entlastungskolben, auch Schieber mit Ventil vereinigt (Strnad). Bewegung am besten mit Schraubenspindel und Handrad. Bei ganz grofsen Maschinen besondere kleine Dampfmaschinen zur Betätigung des Ventils (entweder umlaufend oder einhübig).

Vom Hauptabsperrventil Leitung zu den Hülfsschiebern des M. D.-Z. und N. D.-Z. Querschnitt der Leitung $\sim = 0{,}002 \times$ Kolbenfläche des betreffenden Zylinders.

Aufserdem sind an jedem Zylinder: Entwässerungshähne, Durchmesser (10 bis 50 mm) ${}^1/_{40}$ bis ${}^1/_{50}$ N. D.-Z., Indikatorstutzen, Durchmesser 15 bis 30 mm. Sicherheitsventile am Boden und Deckel, Gröfse für N. D.-Z. rd. ${}^1/_{20}$ Z.-Durchm. Bei kleineren Maschinen sind die Ventile für alle Zylinder gleich, bei grofsen macht man das Ventil für H. D.-Z. rd. $= {}^1/_{12}$ Z.-Durchm., für M. D.-Z. $= {}^1/_{17}$ Z.-Durchm. Sicherheitsventil am Aufnehmer von derselben Gröfse wie das am betreffenden Zylinder. Einstellung und Berechnung der Ventile erfolgt für etwa ${}^1/_2$ at über den zu erwartenden höchsten Druck.

Abb. 56.

Beanspruchung der Feder bis zu 2400 kg.

Kolben. Zur Gewichtsersparnis für mittlere und gröfsere Maschinen fast ausschliefslich Stahlgufskolben (Abb. 56); gufseiserne Kolben nur noch für Maschinen von schweren Frachtdampfern im Gebrauch. Für ganz leichte Maschinen Kolben auch aus geschmiedetem Stahl. Für die Stärken der Stahlgufskolben erhält man brauchbare Werte nach der Formel

$$\delta = 0{,}016\,D\sqrt{p} + C$$

$= 0{,}5$ bis $0{,}7\,\delta$, bei gröfseren Kolben der kleinere Wert;

p = Druck auf den Kolben in kg/qcm, und zwar:
p = Kesselspannung für den H. D.-Kolben,
= 0,45 × Kesselspannung für den M. D.-Kolben,
= 0,2 × Kesselspannung für den N. D.-Kolben
einer Dreifach-Expansionsmaschine;
C = 0,6 cm für H. D.-Kolben (stark kegelig)
= 0,9 cm „ M. D.-Kolben (mäfsig kegelig)
= 1,2 cm „ N. D.-Kolben (schwach kegelig).

Für geschmiedete Kolben kann man annehmen (mäfsig kegelig)

$$\delta = 0{,}014\, D\sqrt{p} + 0{,}5 \text{ cm}, \qquad \delta_1 = 0{,}5\,\delta \text{ bis } 0{,}7\,\delta.$$

Die drei Mafse a, b und c macht man bei Handelsschiffsmaschinen für den H. D.-, M. D.- und N. D.-Kolben gleich, um gleiche Kolbenstangen- und Zylinderlängen zu erhalten. Als Kolbendichtung sind Ramsbottom-Dichtung (für sämtliche Drücke verwendbar) und Buckley-Ring (für N. D.-Kolben) heute am gebräuchlichsten (I. Bd., Abschn. Maschinenteile).

Berechnung der Gestänge. Dieser wird ein Druck P = H. D.-Kolbenfläche × Kesselüberdruck oder, wenn der H. D.-Z. über dem N. D.-Z. steht, P = H. D.-Kolbenfläche × Kesselüberdruck + N. D.-Kolbenfläche × 2 at zugrunde gelegt.

Kolbenstangen aus Siemens-Martin- oder Tiegelstahl. Zugbeanspruchung im Gewindekern und im Schaft s. folgende Tafel. Schaftbeanspruchung etwa die Hälfte der Kernbeanspruchung; Berechnung auf Zerknicken dann nicht nötig.

Beanspruchung von Gestängeteilen in kg/qcm.

Maschinenart	Kolbenstange		Kurbellager- und Kreuzkopfbolzen im Gewindekern	Kurbelwellen
	Kern	Schaft		
Torpedoboote . . .	750—900	380—500	700—850	420—510
Kriegsschiffe . . .	500—700	350—450	450—650	280—400
Postdampfer . . .	500—600	250—300	500—600	280—350
Frachtdampfer . .	400—500	200—250	350—500	260—320

Befestigung des Kolbens und des Kreuzkopfes auf der Kolbenstange gewöhnlich mit Kegel und Mutter. Kegel am Kolben rd. 1 : 6 bei Handelsdampfern, rd. 1 : 2,5 bis 1 : 4 bei Kriegsschiffen.

Bei liegenden langhubigen Maschinen und bei sehr grofsen Zylindern stehender Maschinen läfst man die Kolbenstangen zweckmäfsig durch den Deckel gehen und macht die Verlängerung gleich dem Kerndurchmesser des Gewindes der Kolbenstange. Hohle Kolbenstangen fast nur bei Torpedobooten.

Kreuzkopf. Bei kleinen Maschinen meist mit der Kolbenstange aus einem Stück unter Anwendung von Gabelzapfen an der Pleuelstange; bei grofsen Maschinen ist der Kreuzkopf mit der Kolbenstange mittels Kegel und Mutter verbunden, hierbei werden zwei Seitenlager angewendet. Auflagerdruck im Kreuzkopfzapfen s. folgende Tafel. Baustoff der Zapfen

in der Regel Siemens-Martin-Stahl, bei Torpedobooten Tiegel- oder Nickelstahl; zulässige Biegungsbeanspruchung 500 bis 700 kg.

Lager meist mit Weifsmetall ausgegossen. Dicke der stählernen oder bronzenen Lagerschalen rd. $0{,}2\,d$ (d = Durchm. des Kreuzkopfzapfens). Lagerschalen kleiner Maschinen gewöhnlich nur aus Bronze.

Gleitschuhe aus Stahlgufs oder Gufseisen, Druckfläche mit Weifsmetall ausgegossen oder (nur bei sehr kleinen Maschinen) mit Bronze belegt. Flächendruck s. Tafel. Druck auf die Gleitbahn ist gleich $P\frac{r}{l}$, wenn r = Kurbelhalbmesser, l = Pleuelstangenlänge. Länge : Breite der Gleitfläche rd. $\frac{5}{4}$ bis $\frac{5}{3}$.

Flächendrücke in kg/qcm

Maschinenart	Grundlager	Kurbellager	Kreuzkopflager	Gleitbahn	Drucklager
Torpedoboot . .	28—38	60—70	120—150	6,0—8,5	6—9
Kriegsschiffe . .	24—30	50—65	90—110	7,0—10	4—5
Schnelldampfer .	16—22	40—50	70—90	4,5—5,8	4—5,5
Frachtdampfer .	14—16	25—40	50—70	3,8—4,5	3—4

Die Gleitbahnen, bei Handelsschiffen aus Gufseisen, bei Kriegsschiffen aus Gufseisen oder Stahlgufs, werden meist von innen mit Wasser gekühlt.

Pleuelstange aus Siemens-Martin-Stahl. Länge l von Mitte bis Mitte Zapfen gewöhnlich 4, höchstens 4,5 Kurbelhalbmesser, Beanspruchung der Stangen durch die Kolbenkraft auf Zerknicken und durch die Trägheitskräfte auf Biegung. Für schnellaufende leichte Maschinen bohrt man die Stangen manchmal am unteren Ende aus. Durchmesser der Pleuelstange unter der Gabel ungefähr gleich Durchmesser der Kolbenstange im Schaft. Durchmesser über dem Kurbellager rd. 1,1- bis 1,4 mal so grofs, je nach Länge der Stange. — Beanspruchung der Kurbellagerbolzen s. vorstehende Tafel.

Beanspruchung der stählernen geschmiedeten Lagerdeckel, durch den Höchstdruck P gleichmäfsig belastet, = 400 bis 600 kg/qcm.

Das Kurbellager giefst man meist mit Weifsmetall aus. Stärke der Weifsmetallschicht rd. $\frac{1}{40}d + 0{,}5$ cm. Lagerschalen meist aus Stahlformgufs; ihre Dicke im Scheitel beträgt rd. $0{,}17\,d$ bis $0{,}24\,d$, wenn das Weifsmetall eingerechnet wird, gröfserer Wert für kleinere Zapfen. Die Lagerschale im Deckel wird oft weggelassen und der Deckel selbst mit Weifsmetall ausgegossen.

Flächendruck auf das Kurbellager s. vorstehende Tafel.

Grundlager bei grofsen Maschinen stets mit Weifsmetall ausgegossen. Lagerschalen bei Handelsschiffen aus Gufseisen, bei Kriegsschiffen aus Bronze; bei gröfseren Maschinen hohl mit Kühlwasserumlauf. Schalen für Handelsschiffe Abb. 57.

$a = 0{,}8$ bis $0{,}9\,d$,

$g = \frac{d}{2} + r + w$,

$h = 1{,}05\,g$ bis g,

$w = 5\text{ mm} + \frac{d\text{ mm}}{35}$,

$s = 5\text{ mm} + \frac{d\text{ mm}}{15}$,

$r = 0{,}11$ bis $0{,}12\,d + 5$ mm für Gufseisen.

Abb. 57.

Stärke der runden Bronzeschalen bei Kriegsschiffen ausschl. Weifsmetall $r = 0{,}07$ bis $0{,}09\,d + 3$ mm.

Stärke der Grundplatte unter der Schale bei Handelsschiffen für Gufseisen $s = 0{,}25\,d$, Stahlgufs $s = 0{,}14\,d$.

Beanspruchung der stählernen geschmiedeten Lagerdeckel, durch den halben Höchstdruck gleichmäfsig belastet, 400 bis 600 kg/qcm.

Beanspruchung der Lagerbolzen im Kern 250 bis 350 kg/qcm bei Handelsschiffen, bis 500 kg bei Torpedobooten.

Flächendruck auf die Grundlager s. vorstehende Tafel. Dabei ist er gedacht $= \frac{\text{Höchstdruck } P \times \text{Anzahl der Kurbeln}}{\text{Gesamtlänge aller Grundlager} \times \text{Kurbelwellendurchmesser}}$.

Grundplatte. Wandstärke
- $\frac{d}{30} + 12$ mm, Gufseisen für Handelsschiffe,
- $\frac{d}{50} + 12$ mm, Stahlgufs für Kriegsschiffe,

bei leichter Bauart noch schwächer.

Ständer. Für Frachtdampfer und Postdampfer Gufseisen (Hohlgufskörper von geschlossenem Querschnitt),
„ Schnelldampfer Stahlgufs oder Gufseisen, Rippengufs,
für Kriegsschiffe Stahlgufs auf Gleitbahnseite, auf der anderen Seite geschmiedete Säulen oder nur geschmiedete Säulen und Diagonalverstrebungen.

Zulässige Beanspruchungen an der schwächsten Stelle

$k_z =$ 30 bis 40 bei gufseisernen Ständern und Säulen,
$=$ 100 „ 130 bei Stahlgufsständern,
$=$ 150 „ 200 „ geschmiedeten Säulen.
k_z bis 500 im Gewindekern bei Torpedobooten.

Kurbelwelle. Für Schiffsmaschinen (ausgenommen einige Raddampfermaschinen) nur gekröpfte Kurbelwellen verwendet, Abmessungen bei Handelsdampfern meist nach Vorschrift der Klassifikationsgesellschaften. Baustoff Siemens-Martin-Stahl von 40 bis 50 kg Festigkeit bei mindestens 20% Dehnung.

Bei Kriegsschiffen Tiegelstahl von annähernd denselben Eigenschaften.

Bei Schnelldampfern Nickelstahl, 55 bis 65 kg Festigkeit bei mindestens 20% Dehnung.

Drehmoment in der Welle $M = \frac{N_i}{n}\,71\,620$ in cmkg;

Wellendurchmesser $d^3 = \frac{16}{\pi} \cdot \frac{M}{S}$ bei vollen Wellen in cm;

$d^3 = \frac{16}{\pi} \frac{M}{S} \frac{1}{(1 - \delta^4 : d^4)}$, wenn δ = Durchmesser der Bohrung.

Beanspruchung S auf Verdrehung s. Tafel auf S. 749.

Verhältnis $\delta : d = 0{,}4$ bis 0,6.

Wellendurchmesser, Zapfendurchmesser und Wangenstärke sind fast stets für alle Kurbeln einer Maschine gleich.

Abb. 58. Abb. 59.

Gebaute Kurbelwellen: Zapfen in die Wangen eingepreſst oder eingeschrumpft, stets für Handelsschiffe verwendet (Abb. 58).

$D = 1{,}9$ bis $2\,d$ (selten nur $1{,}8\,d$).

$w = 0{,}6$ bis $0{,}7\,d$. $\quad d_1 = d + \frac{d}{40}$.

Länge aller Kurbelwellenteile möglichst gleich wegen Auswechselbarkeit.

s nicht kleiner als 0,45 bis $0{,}5\,d$. $\quad k = 0{,}25$ bis $0{,}28\,d$.

Geschmiedete Kurbelwellen für Kriegsschiffe (Abb. 59).

Wangendicke w wie oben.

Verhältnis von Zapfenlänge zum Zapfendurchmesser

für Handelsschiffe	0,9	bis 1,2,
„ Kriegsschiffe	1,1	„ 1,4,
„ Torpedoboote	1,4	„ 1,6 und mehr.

Kupplungen der Kurbelwellenteile: Flanschenstärke $b = \frac{d}{4} + 1$ cm.

Kupplungsbolzen meist kegelig. Kegel rd. $\frac{1}{25}$.

Anzahl der Bolzen 4 bis 14 Stück, mindestens $0{,}2\,d$ in cm.

Durchmesser der Bolzen in Mitte Kegel rd. $\frac{d}{4}$ bis $\frac{d}{6}$.

Im Trennungsquerschnitt besonders auf Abscherung k_s beansprucht.

$k_s \sim$ Verdrehungsbeanspruchung S der Kurbelwelle (Taf. a. S. 749).

Vorschriften des Germanischen Lloyds.

Für alle Expansionsmaschinen mit nicht überhängender Kurbel ist

$$d = \sqrt[3]{\frac{P R n_1 D_1^2}{C_1}} \quad \text{oder} \quad = \sqrt[3]{\frac{P R n D^2}{C}},$$

der gröfsere von beiden Werten ist mafsgebend, wobei d der Durchm. der Kurbelwelle in cm, P der absolute Kesseldruck in at, R der Kurbelhalbm. in cm, D_1 der Durchm. des H. D.-Z. in cm, D der Durchmesser des N.D.-Z. in cm, n_1 bzw. n die Anzahl der H.D.-Z. bzw. N. D.-Z., C_1 und C Konstanten von folgenden Werten sind:

Verbundmaschinen, 2 Zyl., 2 Kurbeln unter 90⁰.

$$C_1 = 115, \text{ wenn } \frac{D^2}{D_1^2} < 3{,}478 \qquad C = 400, \text{ wenn } \frac{D^2}{D_1^2} > 3{,}478.$$

Verbundmaschinen, 3 Zyl., 3 Kurbeln unter 120⁰.

$$C_1 = 105, \text{ wenn } \frac{2\,D^2}{D_1^2} < 4{,}285 \qquad C = 450, \text{ wenn } \frac{2\,D^2}{D_1^2} > 4{,}285.$$

Dreifach-Expansionsmaschinen, 3 verschiedene Zyl., 3 Kurbeln unter 120⁰.

$$C_1 = 96, \text{ wenn } \frac{D^2}{D_1^2} < 6{,}604 \qquad C = 634, \text{ wenn } \frac{D^2}{D_1^2} > 6{,}604.$$

Vierfach-Expansionsmaschinen, 4 verschiedene Zyl., 4 Kurbeln unter 90⁰.

$$C_1 = 82, \text{ wenn } \frac{D^2}{D_1^2} < 9{,}171 \qquad C = 752, \text{ wenn } \frac{D^2}{D_1^2} > 9{,}171.$$

Laufwellen. Laufwellendurchm. rd. 0,85 bis 1 Kurbelwellendurchm. Nach dem Germ. Lloyd dürfen die Laufwellen 5 % im Durchmesser schwächer sein als die Kurbelwelle.

Traglager möglichst nahe am Verbindungsflansch. Länge der Laufwellen bei grofsen Anlagen 5 bis 7 m. Traglager Gufseisen (bei Kriegsschiffen Stahlgufs), nur unten mit Weifsmetall gefüttert.

Abb. 60.

Druckwelle (Abb. 60). Die Fläche der Druckringe wird nach dem indizierten Schub (s. Schiffsschraube, S. 729) berechnet. Flächendruck auf 1 qcm Druckfläche S. 750. Druckwellendurchmesser ungefähr gleich Kurbelwellendurchmesser. $D = 1{,}6\,d$ bis $1{,}9\,d$, stets kleiner als Kupplungsflanschendurchmesser; $b = 0{,}13$ bis $0{,}16\,d$ bei Kriegsschiffen, $0{,}15$ bis $0{,}2\,d$ bei Handelsschiffen.

Abb. 61.

Zwischen den Druckringen liegen hufeisenförmige Bügel, Abb. 61 (meist hohl mit Wasserkühlung), aus Gufseisen oder Stahlgufs, mit Weifsmetall ausgegossen, die von oben eingelegt und an zwei in wagerechter Ebene beiderseits der Welle liegende Spindeln aufgereiht sind. Anzahl der Bügel bis 13 Stück für eine Welle, für mittlere und gröfsere Maschinen rd. $\frac{d\text{ cm}}{6}$, für Schnelldampfer mehr. Die Druckspindeln übertragen den Schraubenschub durch das Drucklager auf den Schiffs-

körper. Beanspruchung derselben bis 600 kg/qcm. Breite des Bügels $z = 2{,}5$ bis $3\,b$ bei hohlen Bügeln. Das Drucklager hat beiderseits ein Lauflager; $l = d$.

Schraubenwelle. Durchmesser nach Germ. Lloyd $= 0{,}6\,d + 0{,}03\,S$, mindestens $= 1{,}02\,d$, wo $d =$ Kurbelwellendurchmesser in cm und $S =$ Durchmesser der Schraube in cm.

Die Schraubenwelle ist im Stevenrohr gelagert, an den Lagerstellen meist mit einem Bronzeüberzug versehen und läuft gewöhnlich auf Pockholz. Der übrige Teil der Welle wird bei Schnelldampfern manchmal durch einen Bronzebezug, bei Kriegsschiffen durch einen Gummiüberzug mit Blechschutz und einer Hanf- oder Drahttaubewicklung geschützt. Manchmal läfst man auch die Metallüberzüge weg, und die Welle läuft in Weifsmetallbuchsen. Länge der Laufflächen rd. 3 bis

Abb. 62.

5 Wellendurchmesser für jedes der beiden Lager im Stevenrohr. Pockholzstäbe werden bei gufseisernen Stevenrohren (in der Handelsmarine gebräuchlich) in einer Bronzebuchse gefafst, die in das Stevenrohr geschoben wird; bei Bronzestevenrohren fällt mitunter diese Buchse weg. Stevenrohr für Handelsschiffe Abb. 62.

$$l_1 + l_2 = 6\,d \text{ bis } 10\,d, \quad a = 1{,}5\,c \text{ bis } 1{,}8\,c, \quad b = 1{,}2\,c \text{ bis } 1{,}5\,c,$$

$$c = 20\text{ mm} + \frac{d}{20}, \quad e = 10 \text{ bis } 20\text{ mm}, \quad f = 20 \text{ bis } 30\text{ mm} \quad \text{für Wellen von 200 bis 600 mm Durchm.}$$

Steuerungsteile. Ueber allgemeine Theorie und Schieberdiagramme s. Abschn. Dampfmaschinen.

Für Hoch- und Mitteldruckzylinder meist Kolbenschieber (Abb. 55 S. 747), für Niederdruckzylinder dagegen Flachschieber, die häufig, um die Reibung zu verringern, entlastet werden. Um kleine Exzentrizitäten zu erhalten, wendet man bei Flachschiebern doppelte Einströmung und Ausströmung (Abb. 63, Penn-Schieber) oder einen Trick-Kanal an. Schieberstangenkraft $P = L B p \cdot \mu$, wobei L Länge des Flachschiebers oder gesamte Dichtungsringhöhe bei Kolbenschiebern in cm, B Breite des Flachschiebers oder Umfang des Kolbenschiebers in cm, p gröfste zu erwartende Spannung in dem Schieberkasten.

μ (Reibungszahl) $= 0{,}15$ beim N.D.-Schieber,
$= 0{,}18$ „ M.D. „ ,
$= 0{,}20$ „ H.D. „ .

Rücksicht auf Entlastungen oder Aussparungen nimmt man bei der Berechnung nicht. Zugbeanspruchung der Schieberstange im Gewindekern 250 bis 400 kg/qcm; gute Geradführung nötig. Schieberstangen

für die verschiedenen Schieber, um Ersatzteile zu sparen, meist gleich. Schieber- und Gestängegewicht wird oft durch einen Entlastungskolben (Abb. 55 S. 747) aufgenommen.

Bei Heifsdampfmaschinen statt der Kolben- und Flachschiebersteuerung in neuerer Zeit häufig Ventilsteuerung angewendet. Am geeignetsten für Schiffszwecke ist das System Lentz, das für den Ein- und Auslafs des Dampfes je besondere Ventile vorsieht. Diese (Abb. 64) werden von Nockenscheiben gesteuert, die, auf gemeinsamer Welle befestigt, mittels Hebelübersetzung, durch Exzenter oder dgl. bewegt werden; sie sind mit der Ventilspindel fest verbunden und werden

Abb. 63.

Abb. 64.

durch Federn auf den Sitz aufgedrückt. Die Kurvenform der Nocke ist im Zusammenhang mit den Beschleunigungs- und Federkräften so zu bestimmen, dafs möglichst stofsfreier Gang entsteht. Die Rolle darf die Kurve nie verlassen. Gröfste Ventilbeschleunigung etwa 20 bis 25 m/sk².

Umsteuerung erfolgt häufig so, dafs das Exzenter auf einer schraubenförmigen Laufbahn achsial verschoben wird, wodurch der Exzenterwinkel sich verändert. Indessen ist auch jede andere Umsteuerung (Kulissen-, Klug-, Marshall-Steuerung usw.) verwendbar. Flächendrücke bei den Zapfen und Lagern 40 bis 70 kg/qcm. Rollen und Zapfen bei Ventilsteuerung aus gehärtetem Stahl. Flächendrücke bis zu 100 kg/qcm. Exzenter bei Handelsschiffen aus Gufseisen, häufig mit Unterteilen aus Schmiedeeisen oder Stahl; bei Kriegsschiffen aus geschmiedetem Stahl oder aus Stahlgufs. Exzenterbügel bei ganz kleinen Maschinen aus Bronze, bei Handelsschiffen aus Stahlgufs, bei Kriegsschiffen aus geschmiedetem Stahl. Flächendruck beim Exzenter 5 bis 10 kg/qcm.

Beanspruchung der Bügel auf Biegung

k_b = 400 bis 600 kg für Schmiedeeisen oder Stahlgufs,
= 200 „ 250 „ „ Gufseisen.

Zugbeanspruchung der Bolzen 200 bis 450 kg/qcm.

Kondensatoren. Für Seeschiffe sind Oberflächen-, für Flufsschiffe Einspritzkondensatoren in Gebrauch. Das Gehäuse der Oberflächenkondensatoren ist entweder mit der Maschine vereinigt und besteht aus Gufseisen, oder es wird, wie in der Kriegsmarine gebräuchlich und auf Handelsschiffen auch mehr und mehr angewendet, als besonderer zylindrischer oder ovaler Körper ausgeführt, der aus Kupfer- oder Messingblech genietet oder aus Bronze gegossen, bei billiger Ausführung (Handelsschiffe) aus Eisenblech genietet oder aus Gufseisen gegossen ist. Das Kühlwasser durchfliefst stets die vom Dampf umgebenen Rohre. Besondere Anordnungen: Contraflo-, Josse-System u. a.

Die zur Erreichung der gewünschten Luftleere nötige Kühlfläche für 1 PSi ist:

Art der Maschine	Kühlfläche für 1 PSi
Zweifach-Expansionsmaschine . . .	0,15 bis 0,17 qm,
Dreifach-Expansionsmaschine	0,10 „ 0,15 „ ,
Vierfach-Expansionsmaschine	0,10 „ 0,13 „ ,
Torpedobootmaschinen	0,075 „ 0,090 „ .

Die kleineren Werte gelten für Kriegsschiffe, die gröfsten für Handelsschiffe, die in tropischen Gewässern fahren.

Bei neueren Turbinenschiffen rechnet man, auf die Konstruktionsdauerleistung bezogen, für jeden qm Kühlfläche 10 bis 15, im Mittel 12 PSe.

Kondensatorrohre (mitunter innen und aufsen verzinnt) aus Messing oder Bronze, meist 17 oder 19 mm äufserer Durchm. und in der Regel 1 mm Wandstärke. Torpedoboote bis 0,75 mm Wandstärke. Rohre, deren Länge das 80- bis 100fache ihres Durchmessers überschreitet, werden zweckmäfsig in der Mitte noch durch eine oder mehrere Stützplatten gehalten. Rohrplatten aus gewalztem Messing oder Muntzmetall, 19 bis 28 mm dick je nach Stärke der Rohre. Die Baustoffe sind stets so zu wählen, dafs die dünnwandigeren Teile den höheren Kupfergehalt haben, also gegen elektrolytische Einflüsse besser geschützt sind als die dickwandigeren.

Abb. 65.

Rohrteilung = äufserer Gewindedurchmesser der Verschraubung + 3 bis 4 mm. Befestigung der Rohre in der Rohrplatte mittels Verschraubung (Abb. 65) oder durch aufgeschobenen Gummiring (Politz-Dichtung), der sich durch den Ueberdruck in den in die Rohrwand eingedrehten Kegel eindrückt.

b. Schiffsdampfturbinen.

(S. auch 1. Abschnitt, Kraftmaschinen V.)

Die **Theorie** der Dampfwirkung ist die gleiche wie die für ortfeste Anlagen.

Anwendung. Dampfturbinenantrieb ist vorteilhaft, wenn hohe Leistungen und grofse Schiffsgeschwindigkeiten verlangt sind. Daher bisher hauptsächliches Anwendungsgebiet: Kriegsschiffe (Linienschiffe, Kreuzer, Torpedoboote) und Schnelldampfer.

Effektive Leistung. Da die indizierte nicht mefsbar, wird die an die Welle abgegebene effektive Turbinenleistung bestimmt. An Bord werden

zu diesem Zwecke Torsionsindikatoren (in Deutschland gewöhnlich Föttingersche oder Frahmsche Bauart) eingebaut. Als Vergleichsmafsstab wählt man die indizierte Leistung gleichwertiger, d. h. solcher Kolbenmaschinen, die dem Schiffe die gleiche Geschwindigkeit erteilen würden. Bei solchen Schiffen, die die Wahl günstiger Schraubenverhältnisse gestatten (Linienschiffe), sind die PSe der Turbinen kleiner oder höchstens gleich den PSi gleichwertiger Kolbenmaschinen, bei denen dagegen, deren Schrauben mit Rücksicht auf den Turbinenantrieb ungünstig ausfallen (z. B. kleine Kreuzer), oft etwas gröfser.

Mittlere Umdrehungszahlen für Turbinen von

Torpedobooten	650 bis 900	Die kleinsten Werte gelten für Zweiwellen-, die gröfsten für Vierwellenanordnung.
kleinen Kreuzern	300 „ 600	
Linienschiffen	230 „ 350	
grofsen Schnelldampfern	150 „ 200	
schnellen Kanaldampfern	450 „ 650	

Rückwärtsturbinen. Da kein Schiffsturbinensystem unmittelbar umsteuerbar ist, so müssen für die Rückwärtsfahrt besondere Rückwärts-(Rw.-)Turbinen vorgesehen werden. Um Platz und Gewicht zu sparen, baut man sie in ein Gehäuse der Hauptturbinen derselben Welle mit ein, gibt ihnen nur wenige Stufen, verzichtet also auf Wirtschaftlichkeit und begnügt sich mit einem Teile der Vorwärtsleistung. Dieser beträgt etwa

bei Linienschiffen und grofsen Kreuzern	40 bis 45 %,
„ kleinen Kreuzern	35 „ 45 „ ,
„ Torpedobooten	25 „ 30 „ .

Die verbrauchte Dampfmenge ist hierbei dieselbe wie die der vollen Vorwärtsleistung, der Wirkungsgrad der Rw.-Turbinen also im gleichen Verhältnis schlechter als derjenige der Vorwärtsturbinen.

Der **Gesamtwirkungsgrad** der Hauptturbinen schwankt für Vollleistung etwa zwischen 55 und 65 % entsprechend einem Dampfverbrauch von $\sim$ 6,8 bis 5,8 kg/PS_e und Stunde.

Turbinensysteme. In neuerer Zeit bildet sich für Schiffsturbinen eine Art Einheitstyp heraus, der im Hochdruckteil Gleichdruckstufen, im Niederdruckteil eine Trommel mit Gleich- oder Ueberdruckschaufelung zeigt. Diesem Entwicklungsgang trägt bis zu einem gewissen Grade auch

1. die **Ueberdruckturbine** Rechnung, die von Parsons und seinen Lizenznehmern gebaut wird. Die Original-Parsons-Turbine erfordert für ausreichende Wirtschaftlichkeit so hohe Stufenzahl und daher so grofse Länge, dafs die Verteilung der gesamten Dampfexpansion auf mehrere Turbinenwellen nötig ist. Die so entstehenden, hintereinander geschalteten, auf verschiedene Wellen arbeitenden Einzelaggregate werden als Hochdruck-(H.D.-) und Niederdruck-(N.D.-)Turbinen [seltener ist auch eine Mitteldruck-(M.D.-)Turbine vorhanden] bezeichnet. Bei höchster Leistung können gegebenenfalls mehrere dieser Aggregate parallel geschaltet werden. Nachteil der Parsons-Schaltung bildet für Kriegsschiffe die Abhängigkeit der Wellen voneinander. Daher werden neuere Ausführungen als Einzelwellenturbinen gebaut, indem vor die Ueberdruckturbine eine oder (sehr selten) mehrere Gleichdruckstufen (kombinierte Turbine Brown, Boveri & Co.), die für sich wieder in Geschwindigkeitsstufen unterteilt sind, vorgeschaltet werden (manchmal

wird auch der Rw.-Turbine eine solche Gleichdruckstufe vorgeschaltet). Die Gleichdruckstufen werden möglichst mit der Trommel baulich so verbunden, dafs Einzelräder und Zwischenböden vermieden werden.

Bei Kriegsschiffen spielt verminderte (Marsch-) Geschwindigkeit eine grofse Rolle. Zur Erlangung guter Wirtschaftlichkeit hierfür wurden bis vor kurzem allgemein besondere **Marschturbinen** angeordnet, die, den Hauptturbinen vorgeschaltet, die Stufenzahl erhöhen und den Dampfeintrittsquerschnitt verringern, wodurch es möglich ist, die entsprechend der verminderten Leistung kleinere Dampfmenge mit vollem Kesseldruck (ohne Drosselung), also verhältnismäfsig wirtschaftlich, zu verarbeiten. Marschturbinen beanspruchen aber viel Platz, wiegen schwer; wenn ausgeschaltet, müssen sie im allgemeinen im Vakuum mitlaufen, vergröfsern daher die Luftpumpenarbeit. Deshalb besitzen neuere Ausführungen an ihrer Stelle nur einige in das Gehäuse der Hochdruckhauptturbine eingebaute Marschstufen, die nur bei verringerter Leistung beaufschlagt, sonst aber ausgeschaltet oder — bei den kombinierten Turbinen — durch Umgehungsleitungen (sog. Beipafs) überbrückt werden. Bei Vorschaltung von Gleichdruckstufen kann die Leistungsregelung natürlich auch durch Aenderung des Beaufschlagungsgrades erfolgen (Regulierdüsen). Neuerdings mit Erfolg auch besondere Sparschaltungen verwendet, z. B. Roellig-Schaltung.*)

Anordnungen. Für kleinere Schiffe (Torpedoboote, kleinere Personendampfer) vorzugsweise Dreiwellenanordnung (Abb. 66). Hochdruckhauptturbine auf Mittelwelle; von ihr geht der Dampf in die auf den

Abb. 66. Abb. 67. Abb. 68.

Seitenwellen angeordneten Niederdruckturbinen, in deren Gehäuse die Rw.-Turbinen mit eingebaut sind. Die in Abb. 66 vorgesehene Marschturbine (selbstverständlich bei Handelsschiffen überflüssig), die bei voller Fahrt nicht mitlaufen soll, kann auf hohler Welle befestigt und im Bedarfsfalle mit der durchgehenden Hauptwelle durch eine Klauenkupplung verbunden werden. Manchmal ist die Marschturbine noch in eine H.D.- und eine N.D.-Turbine unterteilt, die dann auf den beiden Seitenwellen angeordnet sind. Beim Manövrieren wird die H.D.-Hauptturbine ausgeschaltet. Bei Verwendung **kombinierter** Turbinen hat Deutschland auch für Linienschiffe Dreiwellenanordnung.

Für grofse Schiffe (Linienschiffe, Kreuzer, Ozeanschnelldampfer) sind bisher bei **reinen** Ueberdruckturbinen ausschliefslich Vierwellen-

*) Nauticus 1910 S. 448 u. 449 — Oelmotor, Maiheft 1913. — Nauticus 1914.

anordnungen ausgeführt worden (Abb. 67). Zwei H.D.-Turbinen auf den Aufsen-, zwei N.D.-Turbinen auf den Innenwellen. Sind Marschturbinen vorhanden, so sitzen sie gewöhnlich auf den Innenwellen; sie können entweder parallel oder hintereinander geschaltet sein. Die Rw.-Turbinen werden bei dieser Anordnung vielfach auch als H.D.- und N.D.-Turbinen gebaut. Manchmal haben nur die Aufsenwellen Rw.-Turbinen.

Abb. 68 zeigt eine Anordnung ohne Marschturbinen, Rw.-Turbinen in die Gehäuse der Hauptturbinen eingebaut. Wie ersichtlich, wird Rohrleitung hier sehr einfach.

Konstruktionsbeispiel (S. auch 1. Abschn. V.). Trommel S.-M.-Stahl, durch Radsterne oder Drehkörper (gewöhnlich Stahlgufs) mit der Welle verbunden, die an beiden Seiten mit Zapfen in die Radsterne usw. eingesetzt ist. Beim Dampfeintritt ist die Trommel meist durch Labyrinthdichtung gegen das Gehäuse abgedichtet. Gehäuse gewöhnlich aus zwei Teilen zusammengesetzt, in der wagerechten Ebene in Wellenmitte verflanscht. Schaufeln meist aus Spezialbronze; längere Schaufeln werden durch verlötete Drähte ein- oder mehrfach verbunden. Achsialspalte zwischen Schaufel und Gehäuse bzw. Trommel betragen nach Angabe der „Turbinia, Deutsche Marine-Parsons A.G." in mm mindestens

	für Torpedoboote	für Kreuzer
bei Marschturbinen	1,0 bis 1,2,	1,9 bis 2,2,
„ Hochdruckhauptturbinen .	1,3 „ 1,7,	1,9 „ 2,3,
„ Niederdruckhauptturbinen .	1,8 „ 2,6,	2,0 „ 3,4,
„ Rückwärtsturbinen	1,9 „ 2,7,	2,2 „ 3,6.

Gröfse der Achsialspalte ist natürlich u. a. auch abhängig von der Lage des Drucklagers zum Gehäuse.

Wellenaustritte aus dem Gehäuse durch Labyrinthstopfbuchsen abgedichtet. Traglager (Bronzeschalen) liegen aufserhalb des Gehäuses. In den Lagern Prefsölschmierung, hierfür besondere Oelpumpe.

Drucklager braucht bei Parsons-Turbinen nur den Unterschied zwischen Propeller- und achsialem Dampfschub aufzunehmen, besteht aus einer Anzahl geteilter Bronze- oder Stahlgufsringe, die in Nuten der Welle und der Drucklagerschale eingreifen.

2. Einen Uebergang von den Ueberdruck- zu den Gleichdruckturbinen bildet die **Melms & Pfenninger-Turbine,** die in Original- und Schichauscher Bauart mehrmals Verwendung gefunden hat (Torpedoboote, kleine Kreuzer). Trommelturbine, H.D.-Teil mit Gleichdruckschaufelung, deren erste Stufen teilweise beaufschlagt sind, N.D.-Teil mit Ueberdruckschaufelung. Leistungsregelung bei den Schichauschen Ausführungen durch Einführung von Zusatzdampf je nach Bedarf in verschiedene Stufen der H.D.-Turbine; keine Marschturbinen.

3. Die **Gleichdruckturbinen** gestatten an der Dampfeintrittseite Teilbeaufschlagung, Geschwindigkeitsstufen, daher gröfsere Rotordurchmesser, wesentlich geringere Stufenzahl, verhältnismäfsig niedrigere Umdrehungszahlen, geringere Länge als die Ueberdruckturbinen bei gleicher Wirtschaftlichkeit; sie sind daher als Einzelwellenturbinen geeignet. Infolge der geringeren Länge häufig eingehäusige Bauart möglich. Leistungsregelung ebenfalls dadurch erleichtert, dafs die

ersten Stufen nur teilbeaufschlagt sind; infolgedessen Regelung durch einfaches Zu- und Abschalten von Düsen oder durch Verwendung besonderer Düsen für kleine Fahrt (Marschdüsen). Bei Höchstleistung werden manchmal einige der ersten Druckstufen (z. B. 2. bis 4.) durch Umgehungsleitungen überbrückt. Keine Marschturbinen. Die Wirtschaftlichkeit für Marschleistung kann auch hier erhöht werden durch geeignete Hintereinanderschaltung der bei Höchstleistung getrennt arbeitenden Einzelwellenturbinen (Patent Roellig). Die dadurch verursachte Abhängigkeit der Wellen ist bedeutungslos, weil sie beim Manövrieren und im Gefecht sofort beseitigt werden kann; für grofse Leistungen nehmen bei der Roellig-Schaltung die Verbindungsrohrleitungen aber viel Raum in Anspruch.

Die einzelnen Systeme dieser Bauart (für Schiffsantrieb haben Curtis-, AEG-, Bergmann-, Zoelly-, Germania-, Rateau-, Bréguet-Turbinen bisher Bedeutung erlangt) ähneln sich im allgemeinen Aufbau sehr und unterscheiden sich in ihren neueren Ausführungen im wesentlichen nur in Einzelheiten. Allgemein besteht der Hochdruckteil aus Gleichdruckstufen mit Geschwindigkeitsabstufung, der Niederdruckteil aus einer Trommel mit Gleichdruck- oder — manchmal in einem Teil der Stufen — Ueberdruckschaufelung. Der Propellerschub wird wie bei Parsons durch den achsialen Dampfschub annähernd ausgeglichen. Die Rw.-Turbinen werden meist in die Hauptturbinengehäuse eingebaut und bestehen gewöhnlich aus wenigen Gleichdruckstufen mit Geschwindigkeitsabstufung.

Anordnungen. Bisher mit wenigen Ausnahmen (Bäderdampfer „Kaiser", „Königin Luise") nur bei Kriegsschiffen verwendet, je nach Gröfse des Schiffes und unter Berücksichtigung der in den einzelnen Ländern herrschenden militärischen Anschauungen in Zwei- oder Drei-, selten in Vierwellenanordnung. Bei kleineren Anlagen erhält jede Welle nur je eine Turbine in einem Gehäuse, bei gröfseren wird häufig Teilung in H.D.- und N.D.-Turbine nötig; beide Gehäuse stehen dann hintereinander, zwischen ihnen sind die Wellen durch eine Kupplung verbunden.

Bedeutung hat für Deutschland besonders die AEG-Turbine, daher sei für diese ein **Konstruktionsbeispiel** gegeben. Gehäuse gewöhnlich im H.D.-Teil Stahlgufs, im N.D.-Teil Gufseisen. Zulässige Beanspruchung des Baustoffs 350 bzw. 200 kg/qcm. Teilung des Gehäuses in der wagerechten, nach Bedarf auch in der senkrechten Ebene. Füfse zur Lagerung des Gehäuses gewöhnlich seitlich — der Höhe nach ungefähr in Wellenmitte — angegossen, Zwischenböden vielfach aus Stahlblech mit angenieteten Stahlgufsflanschen. Laufräder aus Stahlgufs oder S.-M.-Flufseisen. Schaufeln in den äufseren Kranz mit Schwalbenschwanznuten eingesetzt. Laufräder mittels flacher Feder auf der Welle gesichert. Die Trommel wird an jedem Ende durch eine Scheibe gehalten. Baustoff der Schaufeln gezogene Bronze, bei überhitztem Dampf niedrigprozentiger Nickelstahl oder — nach bisheriger Erfahrung besser — Spezialbronze (Phosphor-, Manganbronze). Schaufelbreite in achsialer Richtung 15 bis 20 mm, achsiales Spiel der Schaufelreihen 4 bis 10 mm. Radiales Spiel bei Torpedobooten 2 bis 3 mm, Kreuzern 2,5 bis 3,5 mm. Düsen vor dem ersten Laufrade sind in einem Düsenkasten vereinigt.

Die Zwischenböden (Stahlgufs) zwischen den einzelnen Rädern müssen den Druckunterschied zwischen je 2 Stufen aushalten können. Stopfbuchse zur Abdichtung der durch den Gehäuseboden austretenden Welle besteht aus Kohlenringen, die in mehrteilige Gufseisenfassungen eingesetzt sind. Anordnung von Scheibenrädern bei Kriegsschiffen neuerdings möglichst vermieden, weil Trommelbauart betriebssicherer.

Drucklager entweder am vorderen oder hinteren Lagerbalken. Im ersteren Falle sind die Druckringe auf das vorstehende Wellenende aufgeschoben; Druckbügel geschlossene Ringe mit Weifsmetallfutter, an beiden Seiten mit Augen für die Befestigung auf der Druckspindel versehen. Im letzteren Falle Ausführung ganz ähnlich der bei Kolbenmaschinenanlagen.

Bei allen Schiffsturbinen sind die **Absperrventile** zum Manövrieren völlig entlastet; sie werden von Hand, bei sehr grofsen Anlagen durch besondere Dampfmaschinen bewegt.

Hebevorrichtungen erforderlich, um den oberen Gehäuseteil zwecks innerer Besichtigung hochheben zu können. Zur genauen Führung des Gehäuseteils dienen besondere Führungsstangen. Heben erfolgt durch Flaschenzüge oder Hebeschrauben, die von Hand oder durch Motoren angetrieben werden.

Anschlüsse für Manometer, Vakuummeter, Thermometer sind an jeder Turbine nach Bedarf vorzusehen. Erste Stufe erhält Sicherheitsventil. Gute Entwässerung der einzelnen Stufen und des Abdampfraumes nötig. Stopfbuchsen durch Rohrleitung mit Kondensator und Zudampfleitung verbunden, Anschlufs je nach den Druckverhältnissen in der Turbine.

Das Streben nach Erhöhung der Wirtschaftlichkeit auch für Schiffe geringerer Geschwindigkeit (Fracht-, gewöhnliche Passagierdampfer) führte zur Verwendung sogen. Abdampfturbinen auf der Mittelwelle, während auf Seitenwellen Kolbendampfmaschinen arbeiten (Dampfer „Cap Trafalgar"). Nach Expansion in den letzteren tritt der Dampf erst in die Turbine und expandiert hier weiter bis etwa 0,95 Vakuum. Rw.-Turbine entbehrlich, da bei entsprechender Leistungsverteilung die Kolbenmaschinen allein die erforderliche Rw.-Leistung hergeben. Andere Wege zur Verbesserung der Wirtschaftlichkeit bei Verwendung von Dampfturbinen als Schiffsantriebsmaschinen führen zur Einschaltung von Zwischengetrieben — elektrisch (Paragonsystem, System der General Electric Co.), hydraulisch (Föttinger), mechanisch (Parsons, Melville—Macalpine) — zwischen Turbinen- und Propellerwelle. Hierdurch kann eine schnellaufende, also wirtschaftlich arbeitende, leichte Turbine mit einem langsamlaufenden und dadurch ebenfalls wirtschaftlich arbeitenden Propeller vereinigt werden, wobei der Gesamtwirkungsgrad günstiger wird. Auch das Vorhandensein wesentlich geringerer Schaufelzahl ist wegen Verminderung der Havariemöglichkeiten vorteilhaft.

Der für Deutschland anscheinend hauptsächlich Bedeutung gewinnende Föttinger-Transformator*) ist eine Vereinigung von Kreiselpumpe und Wasserturbine; Wirkungsgrad bis 92 %. Uebersetzungs-

*) Nauticus 1910 S. 487 bis 490. — Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1910 S. 157 ff.

verhältnis im allgemeinen niedrig, etwa 1 : 5 bis 1 : 7 (wesentlich höhere Uebersetzungen lassen dagegen Zahngetriebe zu). Bei Föttinger-Transformator kann Rückwärtsturbine fortfallen, die leicht Schaufelhavarie ergibt, weil sie im Betriebe nicht vorgewärmt erhalten werden kann. Ausführungen z. B. auf „Königin Luise", „Tirpitz", neue Kaiseryacht „Hohenzollern".

c. Pumpen und sonstige Hülfsmaschinen.

Luftpumpe. Antrieb bei Handelsschiffen meist durch Schwinghebel von einem Kreuzkopf aus, daher stehende, einfach wirkende Pumpe am meisten angewendet. Bei grofsen Maschinenanlagen (Kriegsschiffen, Schnelldampfern usw.) oft getrennte Luftpumpe (bessere Manövrierfähigkeit, gröfsere Betriebssicherheit). Man verwendet dann Dampfpumpen von Blake oder Weir. Verhältnis von Dampfzyl.-Areal zum Pumpenzyl.-Areal etwa 1 : 7 bis 1 : 9. Die Gröfse der durch Schwinghebel angetriebenen Pumpe bestimmt man zweckmäfsig nach dem Inhalte des N. D.-Zylinders.

Luftpumpeninhalt bei Oberflächenkondensatoren
für Zweifach-Expansionsmaschinen . $^1/_{14}$ bis $^1/_{18}$ Inhalt des N. D.-Zyl.,
„ Dreifach-Expansionsmaschinen . . $^1/_{20}$ „ $^1/_{24}$ „ „ „ ,
„ Vierfach-Expansionsmaschinen . $^1/_{24}$ „ $^1/_{26}$ „ „ „ ,
bei Einspritzkondensatoren . . . . . $^1/_6$ „ $^1/_8$ „ „ „ ;

Kolbengeschwindigkeit
bei Handelsdampfern . . . . . 1 m bis 2 m,
„ Kriegsschiffen . . . . „ 2,5 „ ,
„ Einspritzkondensatoren . . . „ 1,5 „ .

Mittlere Wassergeschwindigkeit in den Ventilen 4 bis 5 m/sk.

Radiale Austrittgeschwindigkeit am Umfang der Ventile selten mehr als 10 m/sk.

Wassergeschwindigkeit im Druckrohr (für voll gedachte Pumpe) rd. 10 bis 12 m/sk.

Wassergeschwindigkeit im Saugrohr meistens 4 bis 6 m/sk, mitunter bis 10 m.

Wassergeschwindigkeit bei Luftpumpen mit Einspritzkondensatoren bis 3,5 m/sk.

Pumpengehäuse bei Handelsschiffen aus Gufseisen mit eingesetztem Bronzezylinder, Kolben und Ventilsitze ebenfalls aus Bronze. Wandstärke des Gehäuses bei Gufseisen rd. $0{,}015\,D + 10$ mm,
Bronze „ $0{,}015\,D + 6$ „ ,
wenn D Durchmesser der Luftpumpe in mm ist.

Kolbenstange aus Stahl, mit einem Bronzeüberzug versehen, bei kleinen Maschinen ganz aus Bronze. Kerndurchmesser im Gewinde etwa $\frac{D}{10}$ bis $\frac{D}{12}$, Schaftdurchmesser ungefähr $0{,}12\,D + 12$ mm.

Als Ventile verwendet man 12 bis 16 mm starke Gummiklappen oder dünne Metallscheiben (Kinghornventile, Abb. 71). Luftpumpe eines Kriegsschiffes (Abb. 69). Pumpen der Bauart Edwards (Abb. 70) besitzen nur Druckventile, sind einfach wirkend, Luftpumpenvolumen $^1/_{18}$ bis $^1/_{24}$ N. D.-Zyl.

Getrennt aufgestellte Pumpen werden als Nafsluft- oder seltener als vereinigte Nafs- und Trockenluftpumpen ausgeführt. Letztere nur bei grofsen Anlagen, besonders Turbinenschiffen, verwendet. Stündliches Hubvolumen in l für 1 PS

$$V_1 = \frac{V}{p - p_1}.$$

V = Menge der in den Kondensator gelangten Luft für 1 PS in l für 1 st,
p = mittlere Kondensatorspannung in kg/qcm,
p_1 = Dampfspannung entsprechend der Temperatur des Kondenswassers.

V ist abhängig von der Dichtigkeit der Stopfbuchsen und Rohrleitungen und wird gewählt zu 2 bis

Abb. 69.

Abb. 70.

Abb. 71.

6 l. Höherer Wert für Kolbenmaschinen, niederer für gute Dampfturbinenanlagen.

Für überschlägliche Rechnungen kann man nach ähnlichen Ausführungen auch setzen:

$$\frac{\text{gesamtes Hubvolumen der Nafs- und Trockenluftpumpe}}{\text{gesamte Rostfläche (qm)}} = \text{rd. } 7 \text{ bis } 11$$

Neben den Kolbenluftpumpen neuerdings auch umlaufende Luftpumpen: Bauarten Westinghouse-Leblanc, AEG.

Zirkulationspumpen (Umlaufpumpen). Für kleine Handelsschiffsmaschinen führt man sie häufig ähnlich wie die Luftpumpen als von

der Hauptmaschine angetriebene Kolbenpumpen aus, für Kriegsschiffe dagegen und grofse Handelsschiffe sind sie von der Maschine unabhängige Kreiselpumpen. Die nötige Kühlwassermenge für 1 PS und st ist gleich

$$W = \frac{i'' - i'}{t} \cdot D.$$

Hierin ist D die gesamte für 1 PS und st niederzuschlagende Dampfmenge in kg,

i'' = Wärmeinhalt des Dampfes, dessen Spannung p_1 ist,
i' = Flüssigkeitswärme (I. Bd. Abschn. Wärme, Tafel II S. 417),
t = Temperaturerhöhung des Kühlwassers.

Normaler Dampfverbrauch einschl. Hülfsmaschinen bei Kolbenmaschinen mit Nafsdampf

$D = 9$ kg/PSi und st bei zweistufiger Expansion,
$D = 7$ kg/PSi und st bei dreistufiger Expansion,
$D = 6{,}5$ kg/PSi und st bei vierstufiger Expansion,

bei Heifsdampf je nach dem Grade der Ueberhitzung und der Art der Steuerung um 10 bis 20 % niedriger.

Bei Turbinen geht für unmittelbar Propellerantrieb je nach System und Schaltung der Dampfverbrauch herunter bis auf etwa 6 kg/PS.

a) Kolben-Umlaufpumpen. Sie sind im Gegensatz zur Luftpumpe meist doppeltwirkend, ihre Gröfse hängt von der Kühlwassermenge ab und ist ungefähr $^1/_{40}$ des N. D.-Z.-Inhalts.

Der Hub der Pumpe ist im allgemeinen derselbe wie der der Luftpumpe. Um Ersatzteile zu sparen, führt man die Kolbenstange gleich der der Luftpumpe aus. Pumpengehäuse aus Gufseisen mit eingesetztem Bronzefutter, Ventilsitze aus Rotgufs, Ventile meist Gummiklappen. Wassergeschwindigkeit im Ventilquerschnitt höchstens 3 bis 3,5 m/sk, im Saug- und Druckrohr höchstens 3,5 m/sk. Hinter den Druckventilen wird ein Windkessel angebracht, dessen Inhalt ungefähr gleich dem des Pumpenzylinders gemacht wird. Die Pumpe mufs aus der Bilge saugen können.

b) Kreisel-Umlaufpumpen (Kreiselpumpen S. 564 ff.). Höchste Geschwindigkeit des Wassers im Saugrohr rd. 2 m/sk bei langen und verwickelten, rd. 2,5 bis 3,5 m/sk bei kurzen einfachen Leitungen. Der innere Raddurchmesser wird dann bei zweiseitigem Eintritt = 1,2 bis 1,4 Saugrohrdurchmesser gemacht, der äufsere gleich dem zwei- bis höchstens zweieinhalbfachen inneren. Die Umlaufzahl ist abhängig von der Förder- und Widerstandshöhe und dem Raddurchmesser. Ueber Schaufelform, Radbreite usw. s. Kreiselpumpen. Die Pumpe mufs aus der Bilge saugen können und hat in diesem Falle eine gewisse Saughöhe zu überwinden; die Umlaufzahl wird dann entsprechend gröfser. Durchmesser des Saugrohrs aus der Bilge häufig nur rd. 0,6 von dem des Saugrohrs aus See.

Die Gröfse der Antriebsmaschine berechnet sich aus der Arbeit des gehobenen Wassers unter Annahme eines Wirkungsgrades von rd. 40 %. Diese Leistung soll schon bei $^2/_3$ des Arbeitsdruckes der Kessel erreicht werden.

Gehäuse der Umlaufpumpen bei Kriegsschiffen aus Bronze, bei Handelsschiffen aus Gufseisen, Flügelräder stets aus Bronze, ihre Wellen aus geschmiedeter Bronze oder Stahl mit Bronzebezug.

Kühlwasser für die Lager und Gleitflächen der Hauptmaschine wird dem Druckraum der Umlauf- oder der Klosettpumpe entnommen.

Speisepumpen. Jeder Kessel mufs 2 zuverlässige, voneinander unabhängige Speisevorrichtungen haben.

Man benutzt von der Hauptmaschine angetriebene Tauchkolbenpumpen (1 bis 2 Kolben für 1 Maschine), Duplexpumpen (Bauart Worthington und ähnliche), Simplexpumpen (Bauart Blake, Weir oder dgl.), Handpumpen oder Injektoren.

Speisewassermenge = Dampfverbrauch (S. 764).

Jede Maschinenpumpe mufs die $1^1/_2$- bis 2fache Speisewassermenge fördern können.

Wassergeschwindigkeit in der Saugleitung 2 bis 2,5 m/sk,
" " " Druckleitung 2,5 " 3 " .

Ventile sind Kegel- oder Kinghornventile, Hub möglichst gering: 3 bis 4 mm. Wassergeschwindigkeit im Ventil 4 bis 6 m/sk.

Lenzpumpen und Spülpumpen. Bei kleineren und mittelgrofsen Anlagen meist Tauchkolbenpumpen, die zugleich mit Luft-, Umlauf- und Speisepumpe von der Hauptmaschine angetrieben werden. Bei gröfseren Anlagen werden aufser diesen noch eine oder mehrere Dampfpumpen im Maschinenraum und Kesselraum aufgestellt. Diese saugen dann aus See, aus der Bilge (teilweise auch aus den Ballasttanks) und drücken nach See, nach dem Klosettank auf Deck, an Deck zum Waschen und zum Feuerlöschen.

Ballastpumpen. Bei grofsen Anlagen wird häufig eine besondere Duplexpumpe zum Lenzen der Ballasttanks angeordnet. Bei kleineren Anlagen dient hierzu die Dampflenzpumpe.

Umsteuermaschinen. Bei kleinen Maschinen bis rd. 500 PSi wird die Umsteuerwelle von Hand übergelegt, indem man einen daran angebrachten Hebel durch eine mittels Handrades betätigte Schraubenspindel hin und her bewegt; bei gröfseren Anlagen geschieht dies durch eine besondere Umsteuermaschine.

Rundlauf-Umsteuermaschine. Eine ein- oder besser zweizylindrige, durch Wechselschieber usw. umsteuerbare Dampfmaschine treibt mittels Schnecke ein Schneckenrad an. An einem in dessen Kranz befestigten Zapfen greift eine Zugstange an, welche die Umsteuerwelle bewegt. Zum Umsteuern sind 20 bis 40 Umdrehungen der Schnecke erforderlich.

Brownsche Umsteuermaschine. Sie besteht aus einem meist stehend angeordneten Dampfzylinder und einem darüber angeordneten, mit Oel oder Glyzerin gefüllten Bremszylinder. In beiden Zylindern bewegen sich Kolben auf gemeinsamer Stange. Gibt man Dampf auf den Kolben im Dampfzylinder, so bewegt er die Umsteuerwelle. Durch geeignete Hebel- oder Spindelanordnung wird der Dampf selbsttätig abgesperrt, sobald die Bewegung der Umsteuermaschine eingeleitet ist.

Hauptabmessungen der Umsteuermaschinen.

1. $fs = c_1 \frac{Pr}{pn}$ bei Rundlaufmaschinen,

2. $fs = c_2 \frac{Pr}{p}$ bei Brownschen Umsteuermaschinen.

Dabei ist

P die gröfste Kraft in einer Schieberstange in kg (S. 144 ff.),
r die Exzentrizität in cm,
p der Dampfüberdruck in der Zudampfleitung in kg/qcm,
f die Kolbenfläche des Dampfzylinders der Umsteuermaschine in qcm bzw. Summe derselben, wenn zwei vorhanden,
s der Kolbenhub in cm,
n die Anzahl der Umdrehungen einer Rundlaufmaschine, die nötig ist, um von „Vorwärts“ auf „Rückwärts“ umzusteuern; rd. = 250 bis 400 Umdrehungen in der Minute entsprechend.

c_1 = 9,3	bei	Zweizyl.-Masch.	mit	2	Kurbeln unter	90°,
= 13,4	„	Dreizyl.	„ „	3	„ „	120°,
= 18,6	„	Vierzyl.	„ „	4	„ „	90°,
c_2 = 3,8	„	Zweizyl.	„ „	2	„ „	90°,
= 5,4	„	Dreizyl.	„ „	3	„ „	120°,
= 7,6	„	Vierzyl.	„ „	4	„ „	90°.

Drehmaschine. Maschinen über 2000 PSi erhalten eine Drehmaschine mit Dampfbetrieb; kleinere Maschinen werden mit Hand (Schnecke und Schneckenrad) gedreht.

d. Rohrleitungen.

Hauptdampfleitung. Ist nur eine Maschine vorhanden, so werden die einzelnen Rohre von den Kesseln in einer Leitung vereinigt nach der Maschine geführt. Bei grofsen Anlagen und mehreren Maschinen statt eines grofsen Rohres mehrere kleinere Rohre, die sich am Maschinenschott in einem Ventilkasten vereinigen. Hinter dem Ventilkasten gewöhnlich ein Wasserabscheider.

Ueberhitzer sind so einzubauen, dafs die Maschine sowohl durch sie wie auch unmittelbar vom Kessel Dampf erhalten kann. Dampfgeschwindigkeit in der Rohrleitung 30 bis 40 m. Wegen der Wärmewirkung müssen Ausdehnungsstopfbuchsen oder Federrohre eingeschaltet werden, die an den Schotten oder Absperrventilen gut befestigt sein müssen.

Wandstärke der Rohre (auf allen neueren Schiffen nahtlos gezogene Stahlrohre)

$$\delta = \frac{d\,p}{500} + 1 \text{ mm},$$

für Kupferrohre (nur für kleine Leitungen) $\delta = \frac{d\,p}{400} + 1{,}5$ mm.

Bei Stahlrohren verwendet man Stahlgufsventile, bei Kupferrohren Bronzearmaturen.

Hülfsdampfleitung. Zum Betriebe der Pumpen usw. wird der Dampf durch ein besonderes Ventil unmittelbar aus dem Kessel entnommen. Leitung für Rudermaschine und Winden meist abgetrennt. Kesselventile haben lose Ventilkegel. Hülfsdampfleitung gewöhnlich als Ringleitung mit eingeschalteten Gruppenventilkasten ausgeführt. Für genügende Entwässerung ist zu sorgen. Querschnitt = 0,75 × Gesamtquerschnitt der Dampfrohre der betriebenen Hülfsmaschinen.

Abdampfleitung der Hauptmaschine in den Kondensator oder bei Auspuff in den Schornstein. Abdampf der Hülfsmaschinen gewöhnlich

in gemeinsamer Leitung abgeführt nach dem Hülfskondensator (häufig auch Hauptkondensator), Exhausttank, Speisewasservorwärmer oder ins Freie. Durchmesser rd. 1,2 des Durchmessers der Zudampfleitung.

Speiseleitung. Jeder Kessel mufs zwei völlig voneinander getrennte Anlagen haben, die Haupt- und Hülfsspeiseleitung. Bei kleinen Anlagen drückt die von der Maschine angetriebene Pumpe das Wasser aus der Zisterhe unmittelbar in den Kessel. Bei gröfseren Anlagen wird das Wasser zunächst in einen im Schacht aufgestellten Mischvorwärmer (System Weir, Blake) und von da durch die Hauptspeiseleitung in den Kessel befördert.

Die Hülfsspeisevorrichtungen drücken das Wasser durch die Hülfsspeiseleitung entweder in den Kessel oder in den von Hülfsabdampf erwärmten Vorwärmer. Zur Reinigung des Wassers werden Filter in die Saug- oder Druckleitung eingeschaltet. Querschnitt der Rohre s. „Speisepumpen".

Lenzleitung bei Handelsschiffen meist aus Blei oder Gufseisen, bei Kriegsschiffen gewöhnlich aus Flufseisen. Die Leitungen aus den einzelnen Schiffsräumen vereinigen sich im Maschinenraum oder Kesselraum in Saugeventilkasten. Von da Anschlufsleitungen an die Pumpen (Kupfer). Sämtliche wasserdichte Räume müssen einzeln gelenzt werden können. Durchmesser der Saugerohre 50 bis 100 mm, der Anschlufsleitung bis 200 mm. Die Maschinenraumbilge hat einen besonderen Anschlufs an die Umlaufpumpe (Notlenzeinrichtung).

Ballastleitung. Zum Füllen und Auspumpen der Ballasträume. Von den verschiedenen Doppelbodenabteilungen führen Rohre nach gemeinsamen Gruppenventilkasten im Maschinen- bzw. Kesselraum. Wassergeschwindigkeit 1 bis 1,5 m. Zeit zum Entleeren eines Tanks 2 bis $2^1/_2$ st, aller Tanks 4 bis $4^1/_2$ st; danach sind die Rohrquerschnitte zu bemessen. Wandstärken schmiedeeiserner Rohre 4 bis 5 mm.

Pumpenplan. Folgender Plan gibt eine Uebersicht über die Anordnung von Pumpen und über die Rohrleitungen für einen gröfseren Fracht- und Passagierdampfer.

Pumpe	Anzahl der Pumpen	saugt aus											drückt nach										
		Kondensator	See	Zisterne	Speisewassertank	Vorwärmer	Kessel	Hauptlenzleitung	Hülfslenzleitung	Ballastleitung	Trinkwassertank	Maschinenbilge	See	Zisterne	Vorwärmer	Hauptspeiseleitung	Hülfsspeiseleitung	Klosettleitung	Deckwasch- und Feuerlöschleitung	Aschejektor	Hauptkondensator	Hülfskondensator	Küche bzw. Trinkwassertank
Umlaufpumpen	2		—									—	—								—		
Luftpumpen	2	—												—									
Umlaufpumpe f. Hülfskondensator	1		—										—									—	
Vorwärmerpumpen	2	—		—	—										—	—	—	—	—	—			
Hauptspeisepumpen	2	—		—	—	—	—						—		—	—	—						
Hülfsspeisepumpen	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—			—		—	—	—	—	—	—			
Ballastpumpe	1		—					—	—	—			—								—	—	
Lenzpumpe	1							—	—			—	—										
Klosettpumpe	1		—															—	—	—			
Trinkwasserpumpen	2										—												—

e. Schiffskessel.

Man unterscheidet:

Zylindrische Einfach- und Doppelkessel mit durch die Siederohre rückkehrendem Zug,

Lokomotivkessel,

weitrohrige Wasserrohrkessel Bauart Babcock-Wilcox,
„ Niclausse,
„ Dürr, Belleville usw.;

engrohrige Wasserrohrkessel „ Yarrow,
„ Thornycroft, Schulz, Marinetyp und ähnliche,
„ Normand usw.

Rostfläche. Ihre Gröfse wird nach den folgenden Tafeln bestimmt.

Gröfste Leistung auf 1 qm Rost in PSi bei natürlichem Zug (Dauerleistung) bei Zylinderkesseln.

Schornsteinhöhe über Rost	Dampfspannung 8 bis 10 at	10 bis 12 at	12 bis 14 at	14 bis 16 at
unter 10 m	80	90	95	—
10 bis 15 m	88	95	100	103
15 bis 20 m	94	101	106	111
20 bis 25 m	100	109	114	119
25 bis 30 m	—	115	120	125
30 bis 35 m	—	—	125	135

Bei Anwendung von künstlichem Zug nach Howdens Angaben bis 194 PSi/qm Rost. Man findet bei ausgeführten Anlagen im Dauerbetrieb 150 bis 170, in angestrengtem Betrieb 170 bis 200 PSi/qm Rost (Luftdruck am Flügelrad 30 bis 50, unter dem Rost 10 bis 25 mm).

Gröfste Leistung auf 1 qm Rost in PSi bei künstlichem Zug bei Wasserrohrkesseln.

Luftüberdruck im Heizraum mm Wassersäule	Weitrohrige Wasserrohrkessel	Engrohrige Wasserrohrkessel
10 bis 15	110 bis 140	110 bis 140
15 bis 30	120 bis 160	130 bis 180
30 bis 45	—	160 bis 220
45 bis 60	—	180 bis 250
60 und mehr	—	200 bis 280
Aeufserste Anstrengung bei Torpedobooten	—	bis 400

Heizfläche.

$\frac{\text{Heizfläche}}{\text{Rostfläche}}$ bei Zylinderkesseln mit natürlichem Zug . . . 30 bis 35,
" " " " künstlichem " (entweder wird die Luft in den Kessel gedrückt oder die Heizgase werden abgesaugt) . . . 38 " 42,
" bei Lokomotivkesseln . . . . 45 " 60,
" " weitrohrigen Wasserrohrkesseln . . . . . 30 " 40,
" " engrohrigen " . . . . . . 45 " 60,
die gröſseren Zahlen gelten für stärkere Forcierung.

Brennstoffverbrauch. Bei Kohlenfeuerung bei den besten Vierfach-Expansionsmaschinen und Zylinderkesseln rd. 0,6 bis 0,65 kg/PSi-st, bei Dreifach-Expansionsmaschinen und Zylinderkesseln rd. 0,65 bis 0,7 bei groſsen Anlagen, rd. 0,7 bis 0,8 bei kleinen Anlagen; bei Wasserrohrkesseln mit künstlichem Zug rd. 0,9 kg bei mäſsiger Anstrengung, bis 1,4 kg bei sehr starker Anstrengung auf Torpedobooten. Bei Oelfeuerung mittlerer Brennstoffverbrauch 0,5 bis 0,6 kg/PSi-st.

Verdampfung. Von 1 kg verbrannter guter Kohle (mit rd. 8 bis 15 % Schlacke) werden an Wasser verdampft (umgerechnet auf Speisewasser von 0° und Dampf von 100°)

bei den besten Zylinderkesseln . . 8,5 bis 9,5 kg,
" kleineren " . . 7,5 " 8,5 " ,
" Wasserrohrkesseln . . . . . . 6,5 " 8,0 " .

Bei Anwendung von Oelfeuerung (Masut, Steinkohlenteeröl usw.) bei guten Anlagen 10 bis 12 kg Dampf/kg Heizöl. Im Mittel verhält sich Kohle-: Oelfeuerung wie 2 : 3.

Künstlicher Zug.

1. Bei Zylinderkesseln. a) Die Luft wird von Ventilatoren durch Luftkanäle und einen Luftvorwärmer (Rohrkasten, durch dessen Rohre die Heizgase des Kessels nach dem Schornstein abziehen) unter und teilweise über das Feuer gedrückt, bekannt als Howdens forcierter Zug, verwendet bei Schnelldampfern und Passagierdampfern.

b) Die Heizgase werden durch Ventilatoren aus den Rauchfängen abgesaugt und in die Schornsteine gedrückt, so daſs die frische Verbrennungsluft durch einen Luftvorwärmer den Feuerungen zuströmt. Ellis and Eaves induced draught. (Saugender Zug.)

2. Bei Wasserrohrkesseln. Hier ist fast stets der Heizraum durch doppelte Türen (Luftschleusen) geschlossen. Ventilatoren saugen durch Luftschächte die Verbrennungsluft von Deck und drücken sie in die Heizräume, in denen dadurch ein Ueberdruck bis rd. 100 mm (normal 65 mm) Wassersäule geschaffen werden kann.

Für die Verbrennung von 1 kg Kohle ist erforderlich bei künstlichem Zug rd. 20 cbm Luft von 16° C und 760 mm Quecksilbersäule und bei geschlossenen Heizräumen bis 30 cbm Luft, Luftüberdruck am Ventilator 30 bis 70 mm Wassersäule. Temperatur der vorgewärmten Luft 100 bis 150° C. Umfangsgeschwindigkeit des Ventilators 20 bis 25 m/sk, bei geschlossenen Heizräumen Luftgeschwindigkeiten im Saugkanal 6 bis 7 m/sk, im Druckkanal 10 m/sk.

Bau und Berechnung der Ventilatoren S. 593 ff.

Feuerungsanlagen für flüssige Brennstoffe (Masut, Steinkohlenteeröl, Petroleum usw.).

D a m p f d r u c k z e r s t ä u b e r für dickflüssiges Oel verwendbar. Dampfverbrauch für 1 kg Heizöl rd. $^1/_3$ kg Dampf oder für 1 PSi der Hauptmaschine rd. 0,15 bis 0,18 kg/st; grofser Wasserverbrauch. Deswegen sind

L u f t d r u c k z e r s t ä u b e r besser. Ausgezeichnete Verbrennung, Anlage wird jedoch durch Aufstellung von Kompressoren erschwert. Aufserdem dickflüssiges Oel nicht verwendungsfähig. Am besten

Abb. 72.

O e l d r u c k z e r s t ä u b e r. Das Oel wird in einem Vorwärmer dünnflüssig gemacht (Temperatur rd. 95° C), in einem Filter gereinigt und dann mittels einer kräftigen Pumpe unter 8 at Druck durch den Schleuderzerstäuber (Abb. 72) in den Kessel gedrückt. Stündliche Durchflufsmenge rd. 100 bis 150 l.

Ueberhitzer. Für Bordanlagen kommen für sich gefeuerte Ueberhitzer kaum in Betracht. Die Ueberhitzer werden hier fast durchweg mit den Kesseln verbunden. Bei Zylinderkesseln werden sie als Flammrohr-, Rauchrohr- oder Schornsteinüberhitzer gebaut. Bei Wasserrohrkesseln wird je nach dem Kesselsystem die Ueberhitzung durch passende Anordnung von Rohrelementen im Strom der Heizgase erzielt.

Abb. 73.

Berechnung des Wärmeverbrauches zum Nachverdampfen und zur Ueberhitzung des gesättigten Dampfes I. Bd. S. 421 ff.

Gröfse der Ueberhitzerheizfläche angenähert

$$F = \frac{Q}{k\left(\frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2}\right)}.$$

Hierin bedeuten

T_1 und T_2 Temperatur der Rauchgase in °C,

t_1 und t_2 „ des Dampfes in °C,

k = Wärmeübergangskoeffizient in WE für 1 qm Heizfläche, 1 st und 1° Temperaturunterschied,

Q = gesamte durch den Ueberhitzer hindurchgehende Wärmemenge in WE,

k ist abhängig von der Dampfgeschwindigkeit v und $\sim = 3\sqrt{v}$. Damit der Spannungsabfall jedoch nicht zu grofs wird, darf v nicht mehr als 25 bis 30 m/sk betragen.

Konstruktion des am meisten gebräuchlichen Rauchrohrüberhitzers Bauart Schmidt Abb. 73.

Konstruktion der Kessel.

Zylinderkessel mit durch die Siederohre rückkehrendem Zug. Abb. 74 Doppelkessel, Abb. 81 u. 82 Einfachkessel.

Feuerungen. Nur bei kleinen Kesseln mit Dampfspannungen bis höchstens 10 at glatte Flammrohre, manchmal durch einen oder mehrere sogen. Adamson-Ringe (Abb. 75) versteift. Bei gröfseren Kesseln — und stets bei besserer Ausführung — werden Wellrohre verwendet. Bauart Fox (Abb. 76 u. 77), Bauart Morrison (Abb. 78), Bauart Purve (Abb. 35), Bauart Deighton (Abb. 80).

Abb. 74.

Abb. 75.

Abb. 76.

Abb. 77.

Abb. 78.

Abb. 79.

Abb. 80.

Abb. 81.

Abb. 82.

Gröfster Flammrohrdurchmesser rd. 1300 mm bei natürlichem Zug, 1150 bei künstlichem Zug, kleinster rd. 750 mm im Lichten. Abstufungen meist 50 mm. Grofse Kessel haben auswechselbare Flammrohre, bei denen dann die Flammrohre nach Abb. 77 geformt sind. Rostlänge bei den gröfsten Feuern nicht über 2 m; bei forciertem Zug nicht über 1,7 m. 1 bis 4 Feuerrohre in einer Stirnwand.

Siederohre. Meistens aus Schmiedeeisen oder Flufseisen geschweifst, mitunter auch aus Flufseisen nahtlos gezógen. Durchmesser aufsen meist 70 bis 83 mm. Bei forciertem Zug manchmal auch geringer. Wandstärke der Siederohre 3 bis 4 mm, der Ankerrohre rd. 7 bis 10 mm. Erstere sind in beide Rohrwände eingewalzt, letztere in beide eingeschraubt und vernietet. — Rohrlänge meist nicht gröfser als 2,3 m.

Einender (Abb. 81 u. 82 S. 771). Bei Doppelendern (Abb. 84) münden meist die Flammrohre und Siederohre von jeder Seite in eine gemeinschaftliche Feuerbüchse in der Mitte, so dafs immer je 2 gegenüberliegende Feuer eine gemeinschaftliche Feuerbüchse haben. Dagegen sind die Feuerbüchsen der nebeneinander liegenden Feuer getrennt. Nur bei Doppelkesseln mit 8 Flammrohren münden häufig 4 Mittelfeuer in eine Kammer; ebenso bei Einendern mit 4 Feuern die beiden Mittelfeuer.

Abb. 83.

Ausgeführte Zylinderkessel (s. Tafel).

Berechnung der Materialstärken nach den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften und der Baupolizei (1. Abschn., III. Dampfkessel).

Wasserrohrkessel (Tafel).

Babcock - Wilcox - Kessel. Ein querliegender runder Oberkessel mit einer vorderen und einer hinteren, aus einzelnen Elementen zusammengesetzten stehenden Wasserkammer (Abb. 83). In die einander zuge-

Abb. 84.

kehrten Seiten der wellenförmig ausgebildeten Elemente sind die nach hinten ansteigenden Rohre eingewalzt. Heizfläche : Rostfläche = 43 : 1 bis 45 : 1. Beanspruchung für 1 qm Rost bis 190 PSi, bei Turbinenschiffen bis 210 PS.

Niclausse- und **Dürr-Kessel** unterscheiden sich vom Babcock-Wilcox-Kessel wesentlich durch den Wegfall der hinteren Wasserkammer. Die an den Oberkessel unmittelbar anschliefsende Kammer ist durch eine

senkrechte Wand unterteilt. In der Hinterwand sind nach hinten geneigt weite, mit dünnen Einsteckrohren versehene Siederohre angebracht (Abb. 84, Dürr), die hinten verschlossen sind. Die Einsteckrohre sind an der Vorderseite der Kammertrennwand befestigt. Die feste Wasserkammer des Dürr-Kessels ist beim Niclausse-Kessel ähnlich wie beim Babcock-Wilcox-Kessel durch eine Reihe einzelner Elemente ersetzt. Heizfläche : Rostfläche beim Dürr-Kessel bis 45 : 1, beim Niclausse-Kessel etwa 30 : 1. Rostbeanspruchung bis 175 bzw. 150 PSi für 1 qm.

Abb. 85.

Belleville-Kessel (Abb. 85). Ein querliegender runder Oberkessel und ein parallel gelagerter viereckiger Unterkessel (Wassersammler) sind durch zickzackförmige Rohrsysteme (rd. 100 mm l. W.) verbunden, die in einzelnen ebenen Bündeln (Elementen) nebeneinander liegen. Die nahtlosen Stahlrohre sind in Stahlgufsrohrköpfe eingeschraubt. Heizfläche: Rostfläche rd. 30 : 1. Beanspruchung für 1 qm Rost 130 bis 150 PSi.

Abb. 86.

Yarrow-Kessel (Abb. 86). Ein Oberkessel, zwei parallel dazu liegende Unterkessel. Rohre sämtlich gerade und alle von gleichem Durchmesser. Rohrdurchmesser 25 bis 44 mm aufsen. Wandstärke 1,8 bis 4 mm. Für den Umlauf des Wassers vom Oberkessel (in welchen gespeist wird) nach den Unterkesseln sind keine besonderen Fallrohre vorgesehen. Heizfläche: Rostfläche rd. 50 : 1 bis 60 : 1 bei Torpedobooten. Beanspruchung für 1 qm Rost 160 bis 280 PSi. Gehäuse aus doppeltem Blech mit zwischenliegender Asbestpappe. Manchmal mit Howdenschem forcierten Zug und Luftvorwärmer betrieben.

Thornycroft-Kessel, Schulz-Kessel, Marinetyp und ähnliche Bauarten. Ein Oberkessel, zwei oder drei parallel dazu verlaufende Unterkessel, verbunden durch gekrümmte Rohrbündel; wenn drei Unterkessel vorhanden, liegt gewöhnlich der eine genau unter Mitte Oberkessel, und es entsteht ein gesonderter Rost zu jeder Seite desselben. Kessel nach Marinetyp gewöhnlich mit drei Unter-

Ausgeführte Zylinderkessel.

	Schiffsart	Schnelld.	Schnelld.	Schnelld.	Frachtd.	Frachtd.	Kreuzer	Frachtd.	Frachtd.	Frachtd.	Frachtd.	Frachtd.	Frachtd.	Schlepper
	Art des Zuges	Natürlich	Howden	Howden	Natürlich	Howden	Geschl. Heizr.	Natürlich	Natürlich	Natürlich	Natürlich	Howden	Natürlich	Natürlich
	Art des Kessels	Doppelkessel	Doppelkessel	Doppelender	Einender	Einender	Doppelkessel	Einender	Einender	Doppelender	Einender	Einender	Einfach	Einfach
	Heizfläche qm	601	566	612,5	186	250	378	240	130	358	105	180	70	40
	Rostfläche qm	18,7	14,4	15,67	5,1	5,85	11,4	6,84	4,0	11,4	3,47	4,34	2,4	1,3
	Heizfläche : Rostfläche	32,1	39,3	39,1	36,4	42,7	33,2	35,1	32,1	31,4	31,1	41,5	29	30,8
	Ueberdruck at	12,5	15	13,71	15	15	13	14,5	12	13	8	14,5	10,5	10
Mantel	Lichter Durchm. mm	5077	4976	5334	4130	4600	3950	4655	3315	4140	3200	3900	2450	2100
	Länge mm	6200	6200	6705	3350	3600	5450	3550	3375	5700	3140	3550	2700	2400
	Wandstärke mm	36,5	37	35	36	37	24	37,5	22,5	30	18	32	19	17,5
	Festigk. d. Mat. kg/qmm	45—48	52—57	52—57	45—50	46—52	—	45—50	45—50	45—50	45—50	44—50	42—46	42—46
Flammrohre	Bauart	Purve	Morrison	Morrison	Morris.	Morris.	Morris.	Morris.	Morris.	Morris.	glatt	Morris.	glatt	glatt
	Anzahl	8	8	8	3	3	6	3	2	6	2	3	2	1
	Lichter Durchm. mm	1200	1100	1143	1000	1150	950	1200	1000	1000	940	900	700	850
	Wandstärke mm	15	18	16,67	16,5	18	15,5	18	14	14,5	13	14,5	13	14
	Anzahl der Feuerkammern in 1 Kessel	3	3	8	3	3	3	3	2	3	2	3	2	1
	Kleinster lichter Abstand zw. Mantel u. Flammrohr mm	123	128	120	113	150	95	127	88	120	145	160	—	—
Siede- und Ankerrohre	Aeufs. Dmr. der Siede- u. Ankerrohre mm	83—80	70	63,5	76	70	63,5	76	76	76	76	70	76	76
	Wandst. Sieder. (Geschw. eis. Rohre) mm	4,2	3,5	4,1	4	4	3	4	4	4	3,3	4	—	—
	dagl. Ankerrohre (Geschw. eis. Rohre) mm	8	5—8	6,35—9,5	10	8	6	10	10	8	10	8	—	—
	Anzahl der Siederohre	674	592	720	171	272	618	251	144	430	132	180	80	62
	Anzahl der Ankerrohre	194	364	344	111	138	190	125	62	164	40	105	40	18
	Länge zwischen den Rohrwänden mm	2350	2375	2400	2325	2300	2100	2300	2250	2200	2190	2350	2000	1700
	Senkrechte Teilung mm	106	98	95,25	104	100	84	100	100	102	101	100	98	99
	Wagrechte Teilung mm	105	98	95,25	104	100	86	100	99	102	100	100	98	99
	Dicke d. Rohrw. mm	24	24	22,25	25	23	23	24,5	21	22	18	23	18	18
	N. Wasserst. ü. Kesselm. mm	1325	1323	1200	1078	1170	1012	1173	910	1036	815	900	—	—
	Tiefe d. Feuerkammer mm	1234	1356	794	680	880	1154	680	620	1260	490	840	—	—

Kesselanlagen von Kriegsschiffen.

Bauart		Belleville-Kessel		Niclausse-Kessel		Dürr-Kessel		Babcock u. Wilcox	Thornycroft-K.	Normand-K.	Schulz-Thornycroft	Marinekessel
Name des Schiffes		„Bouvet"	„Hertha"[2])	„Friant"	„Freya"	„Viktoria Louise"	„M."[2])	„Nebraska"	„Aegir"	„Bogatyr"	Kl. Kreuzer	
Kessel-Ueberdruck . . . . at		17	18	15	13	13	13	10	12	18	15	16
Gesamte Rostfläche (ΣR) . . . qm		104,8	73,8	72,72	75	62,64	55,7	72,7	25,44	91,6	54,5	136
Gesamte Heizfläche (ΣH) . . . qm		2989	2214	2159	2456	2585	2339	3046	1500	4714	2770	6300
Verhältnis $(\Sigma H) : (\Sigma R)$		28,5	30,0	20,7	32,7	41,3	42	42	59	51,5	50,8	46,3
Maschinenleistung (ΣN_i) . . . PSi		14000[2])	10000[3])	9563	10000[3])	10000[3])	10000[3])	15500	5017	20000	10000	29000
Verhältnis $(\Sigma N_i) : (\Sigma R)$. PSi/qm		133,6	135,5	131,5	133,3	159,7	179,5	210	197,2	218	184	213
Stündlich verbrannte Kohlenmenge	(ΣB) . . . . kg	13090	10000	8600	10000	10000	10000	13700	5500	18200	rd. 9000	26000
	$(\Sigma B) : (\Sigma R)$. kg/qm	133,58[3])	135,5[4])	122	133,3	159,7	179,5	191	216,2	199	rd. 165	191
	$(\Sigma B) : (\Sigma N_i)$. kg/PSi	1,0[3])	1,0[4])	0,911	1,0[4])	1,0[4])	1,0[4])	0,884	1,1[5])	0,91[6])	rd. 0,9	rd. 0,9
Grundfläche F der Kesselanlage qm		177,1	115,9	106,2	114,8	106,5	100,9	—	85,7	270	—	—
Verhältnis $F : (\Sigma R)$		1,60	1,57	1,46	1,53	1,70	1,81	—	3,37	2,75	—	—
Gesamtgewicht G d. Kesselanlage[1]) t		589,624	416,5	369,021	405,0[3])	398,0[3])	405,0[3])	—	195,623	—	—	—
Gewicht/qm Grundfl. $G : F$. t/qm		3,33	3,59	3,48	3,53	3,74	4,01	—	2,28	—	—	—
Gewicht/qm Rostfl. $G : (\Sigma R)$ t/qm		5,626	5,644	5,075	5,307	6,354	7,271	—	7,60	—	—	—
Gewicht/PSi $G : (\Sigma N_i)$ . . kg/PSi		42,1	41,65	39,9	40,5[3])	39,8[3])	40,5	—	38,99	—	—	—

[1]) Umfassend die Gewichte der Kesselkörper mit Bekleidung und Ausmauerung, des Kesselwassers, der Schornsteine, Rauchfänge, Pumpen und Rohrleitungen mit Wasser und der Ventilationsmaschinen. — [2]) Deutscher Kreuzer II. Kl. — [3]) Nach dem Vertrage. — [4]) Angenommen. — [5]) Geschätzt nach 4-stündiger Fahrt mit 4 Kesseln. — [6]) Nach dem Vertrage vorgesehen, tatsächlich erzielt 0,65.

kesseln, (Abb. 87). Durch Anordnung von dichten Rohrwänden wird eine bestimmte Heizgasführung erzielt.

Heizfläche: Rostfläche = 50 : 1. Zum Wasserumlauf vom Oberkessel, in den gespeist wird, nach den Unterkesseln dienen besondere äufsere oder innere Fallrohre. Querschnitt derselben rd. 2 qcm/1 qm Heizfläche. Durchmesser der Oberkessel rd. 1100 bis 1400 mm. Durchmesser der Unterkessel nicht unter 400 bis 500 mm. Rohre aus Flufseisen gezogen oder gewalzt, meist von 36 mm äufserem Durchmesser und 3 mm Wandstärke, aufsen galvanisch verzinkt. Gehäuse aus doppeltem Blech, dazwischen Luftschicht, aufsen Asbestmatten.

Abb. 87.

Normand-Kessel wie oben. Unterschied in der Führung der Rauchgase; diese treten am Anfang oder Ende des Rostes in der ganzen Höhe der Rohre in das Rohrbündel ein, durchströmen es und treten dann in der ganzen Höhe des Rohrbündels in den Rauchfang aus. Heizfläche: Rostfläche rd. 50 : 1, bei Torpedobooten 60 : 1. Rohre 30 mm äufserer Durchmesser. Wandstärke rd. 2 mm. Rohre wie oben in die Rohrwände eingewalzt.

Feine Armatur.

1. **Hauptabsperrventil.** Durchmesser $d = c\sqrt{\frac{H}{p}}$ in mm, wobei

H die Heizfläche in qm,	$c = 28$ bis 30 bei natürl. Zug,
p der absolute Kesseldruck in kg/qcm,	$c = 31$ bis 36 bei künstl. Zug.

Im Inneren des Kessels meist Dampfentnahmerohr am höchsten Punkte des Dampfraumes.

2. **Hülfsabsperrventil,** bei gröfseren Anlagen meist aus mehreren Kesseln zur Dampfentnahme für die Hülfsdampfleitung. Letztere hat stets auch Anschlufs an die Hauptdampfleitung. Das Hülfsabsperrventil erhält losen Kegel.

3. **Sicherheitsventil.** Jeder Kessel mufs mindestens 2 Sicherheitsventile haben. Gesamt-Durchgangsfläche bei natürlichem Zug:

Querschnitt der Kessel-Sicherheitsventile.[*])

Ueberdruck . . qcm	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Freier Querschnitt auf 1 qm Heizfläche qmm	131	112	98	86	79	72	66	60	56	54	52	51

bei künstlichem Zug entsprechend gröfser.

*) C. Hartmann, Die gesetzl. Bestimmungen betr. die Genehmigung und Untersuchung der Schiffsdampfkessel.

Vorrichtung zum Oeffnen stets vorhanden. Belastung nur durch Federn. Gröfster Durchmesser eines Ventils 100 bis 110 mm.

4. **Speiseventile.** Jede Speisevorrichtung (Haupt- und Hülfsspeiseleitung) hat besonderen Anschlufs am Kessel. Meist zwei Ventile hintereinander beim Kessel: das dicht am Kessel befindliche mit festem, das andere mit losem Kegel als Rückschlagventil. Das innere Speiserohr mündet in Höhe des niedrigsten Wasserstandes.

5. **Wasserstandzeiger.** An Einenderkesseln 2 Stück auf einer Kesselseite, an Doppelendern 2 Stück an einer Stirnwand, 1 Stück an der anderen Stirnwand. Am Kessel besondere Absperrvorrichtungen; am Glas oben und unten ein Hahnkopf, unten Vorrichtung zum Durchblasen. Verbindung mit dem Kessel durch Rohre von mindestens 45 mm Durchm.

6. **Probierventile** oder **Hähne.** 2 an jedem Kessel. Der untere in der Ebene des niedrigsten Wasserstandes, der obere 100 mm höher.

7. **Ausblaseventil** oder **Auspumpventil** mit innerem Rohr, das ganz unten im Kessel mündet.

8. **Abschaumventil** mit innerem Rohr, das in Höhe des niedrigsten Wasserstandes mündet.

Aufserdem: Salzprobierventile, Entlüftungsventil, Manometerventile (2 Manometer an jedem Kessel), ferner 1 Stutzen für Kontrollmanometer, bei Zylinderkesseln häufig Hydrokineter, um Wasserumlauf zu erreichen. Bei Wasserrohrkesseln ferner je ein selbständig wirkender Speisewasserregler für jeden Kessel. Für den Fall einer Betriebsstörung am Regler müssen Haupt- und Hülfsspeisepumpen mit Umgehung des Reglers in den Kessel speisen können.

Grobe Armatur.

Roststäbe aus Gufseisen bei Handelsschiffen, aus Schmiedeeisen bei Kriegsschiffen.

Länge der Roststäbe .	500	bis	1200 mm,
Obere Breite	15	„	24 „ ,
Weite der Spalten . .	8	„	12 „ .

In Wellrohren werden an den Seiten ausgezackte Seitenroststäbe verwendet. Unterstützung der Roststäbe geschieht am Feuertürende durch die Schürplatte, am Hinterende durch den Feuerbrückenträger, in der Mitte durch den Rostbalken. Neigung der Roste bei Zylinderkesseln rd. 1 : 20.

Rauchfang und Schornstein.

Rauchfang meist doppelwandig mit Türen zum Rohrfegen.

Schornstein mit oder ohne Mantel (Abstand zwischen den beiden Rauchfangwänden rd. 50 bis 100 mm, zwischen Schornstein und Mantel 250 bis 300 mm).

Blechstärke des Rauchfangs und Schornsteins bei Handelsschiffen Innenwand bis 6 mm, Mantel 3 mm, bei Kriegsschiffen Innenwand 3 bis 4 mm, Mantel 2 mm.

Freier Querschnitt im Schornstein rd. $^1/_8$ Rostfläche.

Bei grofsen Anlagen kann sich der Rauchfang meist in den Schornstein hinein frei dehnen. Letzterer wird durch Konsolen im Kesselschacht befestigt und am obersten Ende durch Stege gestützt.

Gewichte von Kolbenmaschinenanlagen (Gewichte in kg für 1 PSi).

		Torpedoboot	Kleiner Kreuzer	Großer Kreuzer	Linienschiff	Schnelldampfer 4 fache Expansion	Schnelle Passagierdampfer 3 fache Expansion	Post- und Frachtdampfer			Raddampfer	
								groß 4 fache Expansion	mittel 3 fache Expansion	klein 3 fache Expansion	leicht 3 fache Expansion	schwer 2 fache Expansion
Maschine allein		5—6,5	12—16	15—18	20—24	45—52	36—42	60—75	55—70	50—60	40	45
Wellenleitung		2—2,5	4,5—5,5	4,5—6	4,5—6,5	7—8	6—8	8—10	8—12	10—12	Schaufelräder	Schaufelräder
Propeller		0,2—0,4	1,1—2	1,2—2	1,3—2,2	3—4	2—3	4—5	4—6	4—6	14	16
Rohrleitung und Hülfsmaschinen		3,2—4,5	10—15	13—16	15—18	18—20	15—20	25—32	24—30	22—30	4	5
Reserveteile und Ausrüstung		0,6—0,8	2,5—4,5	3,5—5	4—5	5	4—5	6—8	8—10	10	4	6
Kessel mit Rauchfang Schornstein Armaturen	Art	Wasserrohrkessel	Wasserrohrkessel	Wasserrohrkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel	Zylinderkessel	Zylinderkessel	Wasserrohrkessel	Zylinderkessel
	Gewicht	9—12	18—24	20—30	28—35	60—70	38—45	60—75	70—80	70—78	40	75
Wasser im Kessel		2—2,3	2—3	3—3,5	3,5—5	20—25	4—5	22—28	25—30	28—34	5	25
Gesamt		22—29	50—70	63—80	77—96	158—174	105—128	185—233	194—238	194—230	107	172

Vollständige Turbinenanlage bei Torpedobooten 10 bis 15 % leichter, bei kleinen Kreuzern bis 10 % leichter.

Gewichte von Kesselanlagen in kg.

(Gesamtgewicht der Anlage $= aH + bR + cR + dR + eH$.)

Kesselart	*a* Kessel mit Bekleidung bzw. Gehäuse und Isolierung auf 1 qm Heizfl. (H)	*b* Grobe Armatur einschl. Mauerwerk auf 1 qm Rostfl. (R)	*c* Feine Armatur und innere Rohre auf 1 qm Rostfläche (R)	*d* Rauchfang und Schornstein auf 1 qm Rostfl. (R)	*e* Gewicht des Kesselwassers auf 1 qm Heizfl. (H)
Zylinder-Einfachkessel 7—10 at Ueberdr.	145 bis 193	mit nat. Zug: 800 bis 1100	mit nat. Zug 190 bis 200	mit nat. Zug bei kleinen Schiffen 600 bis 1000 bei sehr grofsen Schiffen 1000 bis 1800, mit Howdens Zug: (nur bei grofsen Schiffen) 2000 bis 3000 einschl. Luftvorwärmer	etwa 100
dsgl. 10—15 at Ueberdr.	193 bis 235	mit nat. Zug: 800 bis 1100	mit forc. Zug 200 bis 230	mit nat. Zug bei kleinen Schiffen 600 bis 1000 bei sehr grofsen Schiffen 1000 bis 1800, mit Howdens Zug: (nur bei grofsen Schiffen) 2000 bis 3000 einschl. Luftvorwärmer	etwa 100
Zylinder-Doppelkessel 7—10 at Ueberdr.	140 bis 172	mit Howdens Zug: 1500 bis 1800	mit nat. Zug 180 bis 200	mit nat. Zug bei kleinen Schiffen 600 bis 1000 bei sehr grofsen Schiffen 1000 bis 1800, mit Howdens Zug: (nur bei grofsen Schiffen) 2000 bis 3000 einschl. Luftvorwärmer	etwa 95
dsgl. 10—15 at Ueberdr.	172 bis 203	mit Howdens Zug: 1500 bis 1800	mit forc. Zug 190 bis 220	mit nat. Zug bei kleinen Schiffen 600 bis 1000 bei sehr grofsen Schiffen 1000 bis 1800, mit Howdens Zug: (nur bei grofsen Schiffen) 2000 bis 3000 einschl. Luftvorwärmer	etwa 95
Belleville-Kessel	90 bis 100	800 bis 1050	100 bis 160	700 bis 1200	etwa 8 bis 10
Engrohrige Wasserrohrkessel für Kriegsschiffe	50 bis 60	500 bis 700	110 bis 150	700 bis 1000	12 bis 16
dsgl. für Torpedoboote	35 bis 40	380 bis 450	90 bis 110	200 bis 260	10 bis 12

f. Gewichte und Schwerpunkte von Schiffsdampfmaschinen und -kesseln.

Der Schwerpunkt ist anzunehmen

bei zylindrischen und flachwandigen Schiffskesseln (einschl. Schornstein, Ueberhitzer usw.) ungefähr auf dem 0,6 fachen der Kesselhöhe von unten,

bei stehenden Kolbenmaschinen (einschl. Grundplatten und Kondensatoren) etwa im höchsten Punkte des Kurbelkreises,

bei liegenden Kolbenmaschinen meistens etwas über Oberkante der Welle,

bei Dampfturbinen auf Mitte Welle.

C. Verbrennungsmotoren als Schiffsmaschinen.

Verbrennungsmotoren finden zum Schiffsantriebe, in neuerer Zeit auch für gröſsere Seeschiffe, steigende Verwendung. Am wenigsten Aussicht bieten

a. Gasmaschinen,

weil sie schwere und umfangreiche Gaserzeugungs- und Gasreinigungsanlagen erfordern und daher Dampfmaschinen gegenüber in bezug auf Raum und Gewicht wenig Vorteil bieten. Bekannter geworden nur einige Rheinschiffe mit Sauggasmotoren (Capitaine). Wesentlich aussichtsvoller sind die

b. Oelmaschinen.

1. Verpuffungsmaschinen. Nur für kleinere Leistungen (Bootsmotoren). Betriebsstoffe: Benzin, Benzol, Benzolspiritus, Petroleum. Aufbau im allgemeinen den Wagenmaschinen nachgebildet, nur zugänglicher (Handöffnungen im Kurbelgehäuse) und etwas schwerer, weil Vollast im Dauerbetriebe geleistet werden muſs. Deshalb auch reichliche Wasserkühlung erforderlich. Leichte Brennstoffe (Benzin) bieten am wenigsten Betriebsschwierigkeiten, treten der groſsen Feuersgefahr wegen neuerdings aber mehr in den Hintergrund. Kleinere Marinebeiboote erhalten daher nur noch Petroleummotoren (elektrische Zündung), gröſsere Dieselmotoren.

Maschinen mit besonderen Zündapparaten für viele Zwecke (vor allem Fischereifahrzeuge) zu empfindlich, daher hierfür mehr und mehr in Anwendung:

Glühkopfmaschinen (Bolinder, Swiderski, Grade, Ottenser Maschinenfabrik u. a.). Diese Motoren arbeiten fast durchweg im Zweitakt, vorverdichten die Luft im Kurbelgehäuse, haben in der Zylinderlauffläche Einlaſs- und Auspuffschlitze. Im Totpunkte Brennstoff (Petroleum, Rohöl) eingespritzt, der sich an einer glühend erhaltenen Haube entzündet. Umsteuern durch Verstellung des Zündzeitpunktes (Gegenexplosion). Regelbare Brennstoffzufuhr.

Brons-Motoren (Deutzer Gasmotorenfabrik). Viertaktmaschine Dieselscher Art mit dem Unterschiede, daſs der Brennstoff schon während des Saughubes in eine in den Zylinder ragende Kapsel fließt

und während der Verdichtung auf dieser verdampft. Anlassen durch Druckluft. Umsteuern durch Wendegetriebe, Drehflügelschrauben.

Durch die Entwicklung vorstehend genannter Motorentypen ist z. B. die Hochseefischerei auf wesentlich wirtschaftlichere Grundlage als bisher gestellt worden. Vorbedingung für diese Zwecke ist: unbedingte Betriebssicherheit, gröfstmögliche Einfachheit und Zugänglichkeit, geringe Wartung auch von fachunkundigen Leuten, geringe Anschaffungs- und Betriebskosten.

2. Gleichdruckmaschinen (Dieseltyp). Für gröfsere Fahrzeuge, Seeschiffe usw. ausschliefslich in Betracht kommend, in den verschiedenen Marinen für Unterseeboote, gröfsere Beiboote usw. verwendet. Die wichtigsten Eigenschaften dieser kurz als Oelmaschinen bezeichneten Motoren in ihrem Zusammenhange mit dem Schiffbau sind: stete Betriebsbereitschaft; geringe Zahl von Bedienungsmannschaften, besonders wegen Fortfalls der Kesselanlage, geringer Platzbedarf, also mehr Laderaum, Verwendung schwer entzündlicher, verhältnismäfsig billiger Brennstoffe (Treiböle), geringe Feuersgefahr, leichte Brennstoffübernahme, Rauchlosigkeit, grofser Aktionsradius.

Treiböle: Gasöl, Paraffinöl (Braunkohlenteeröl), künftig wahrscheinlich auch Steinkohlenteeröl.

Systeme.

Einfachwirkender Viertakt. Vorteile: gute Beherrschung des Verbrennungsvorganges, verhältnismäfsig geringe Wärmebeanspruchung der den Verbrennungsraum bildenden Teile. Nachteile: gröfsere Zylinderabmessungen, bei gröfseren Leistungen höheres Gewicht als beim Zweitakt.

Doppeltwirkender Viertakt. Im Schiffbau bisher nicht verwendet.

Einfachwirkender Zweitakt. Für gröfsere Leistungen im deutschen Handelsschiffbau fast ausschliefslich benutzt. Vorteile: einfache Bauart der Umsteuerung, geringeres Gewicht und geringere Baulänge als beim Viertakt. Nachteile: besondere Spülpumpen erforderlich, höhere Wärmebeanspruchung.

Doppeltwirkender Zweitakt. Nur für grofse Leistungen, etwa von 1000 PS in 1 Zylinder ab, vorteilhaft; kommt wegen der gesteigerten spezifischen Hubleistung hauptsächlich da in Frage, wo auf grofse Leistung bei geringem Gewicht und Platzbedarf Wert gelegt wird.

Allgemeiner Aufbau, Gewicht.

Dem Verwendungszweck entsprechend schwere und leichte Bauart gebräuchlich; erstere, für Handelsschiffe, Fischereifahrzeuge, Schlepper, wiegen je nach Umlaufzahl 45 bis 120 kg/PSe, für letztere (Unterseeboote, Torpedoboote, Beiboote) sind Gewichte bis herab zu 20 kg/PSe erreichbar.

Zylinderzahl wegen Gleichförmigkeit am besten nicht weniger als 6, sonst Schwungrad nötig. Bester Massenausgleich bei 6 und 8 Zylindern zu erzielen. Bei Maschinen kleinerer Leistung werden 1 bis 2 Kompressoren von der Kurbelwelle unmittelbar angetrieben, für gröfsere Leistungen dagegen finden sich besondere Kompressormaschinen mit eigenem verbrennungsmotorischen Antrieb.

Die Spülpumpen der Zweitaktmaschinen werden in 2 verschiedenen Ausführungsformen gebaut: entweder als besondere Pumpen, oft seitlich durch Schwinghebel angetrieben, oder unterhalb der Arbeitszylinder angeordnet, indem der untere Teil des Arbeitskolbens mit gröfserem Durchmesser ausgeführt wird und so den Pumpenkolben bildet (Nürnberger Bauart). Vorteile letzterer Anordnung s. bei Kolben.

Einzelteile, Baustoffe.

Gestell. Aeltere Form ist das aus Ober- und Unterteil zusammengeschraubte Kastengestell, durch Handlöcher zugänglich; neuerdings die im Schiffsdampfmaschinenbau bewährte Anordnung von Säulen und Ständern in Aufnahme. Vorteil des Kastengestells: sichere Vermeidung des Eindringens von Oel und Oeldämpfen in den Maschinenraum; des offenen Gestells: Gewichtsersparnis, gute Zugänglichkeit.

Baustoff für schwer gebaute Motoren: Gufseisen; für kleinere leicht gebaute: Bronze; für gröfsere: Stahlgufs.

Die **Kurbelwelle** besteht je nach Zylinderzahl aus 2 oder mehr Teilen. Baustoff: meist S.-M.-Spezialstahl, seltener, weil weniger geeignet, Nickelstahl.

Kolben besteht meist aus Gufseisen. Für Maschinen kleinerer Leistung gewöhnlich als Tauchkolben ausgebildet, dessen langer zylindrischer Teil gleichzeitig als Kreuzkopf dient. Die wegen Auswechselbarkeit zweckmäfsig besonders aufgesetzte Kolbenkappe hat vielfach doppelten Boden zur Aufnahme des Kühlmittels. Nur bei Maschinen gröfserer Leistung wird besonderer Kreuzkopf angeordnet.

Vorteil des Stufenkolbens bei kreuzkopfloser Bauart: Der im Spülpumpenteil gelagerte Kreuzkopfzapfen erhält gröfsere Abmessungen, also geringeren Flächendruck, und liegt überdies kühler, als wenn er im Arbeitskolben selbst untergebracht wäre, daher höhere Betriebssicherheit.

Zylinder. Kleinere Zylinder meist in 1 Stück, häufig sogar 2 bis 3 zu einem Gufsblock vereinigt; grofse und schwere Zylinder werden dagegen aus mehreren Teilen zusammengesetzt. Baustoff meist Gufseisen, aber auch Stahlgufs mit eingezogener gufseiserner Laufbüchse.

Auspuffrohr wird meist mit Schrauben an den Zylindern befestigt, vereinzelt — bei sehr beschränktem Raum — mit dem Zylinder zusammengegossen. Baustoff meist Gufseisen, bei leicht gebauten Motoren auch zusammengeschweifste Bleche, seltener Kupfer (teuer, Anfressung durch Bildung von Schwefelkupfer). Zur Verminderung des Auspuffgeräusches ist ein Auspuffkessel erforderlich, dessen Inhalt je nach Bauart etwa dem 15- bis 30fachen Hubvolumen eines Arbeitszylinders entspricht; die höheren Werte gelten für Zweitaktmotoren.

Kompressor, Brennstoffpumpe.

Luft wird in 2, besser noch 3 Stufen verdichtet. Hinter jeder Stufe ist Luftkühlung und -entölung erforderlich. Ventile: Kegel- oder Ringventile.

Der Brennstoff wird entweder jedem Zylinder durch eine besondere Brennstoffpumpe zugeführt, oder eine Pumpe bedient gleichzeitig mehrere Zylinder unter Zuhülfenahme eines Verteilers. Fördermenge mufs veränderlich sein, um Drehzahl in weiten Grenzen zu regeln (längeres oder

kürzeres Offenhalten des Saugventils während des Druckhubes). Häufig ist ein Sicherheitsregler vorhanden, der, falls die Maschine wegen Wellenbruchs oder austauchenden Propellers durchzugehen droht, die Brennstoffzufuhr abstellt. Fliefst der Brennstoff der Pumpe nicht zu, so verlangt die Sicherheit des Betriebes Anordnung einer besonderen Zubringepumpe.

Kühlung, Schmierung.

Zylinderkühlung bei seegehenden Schiffen ausschliefslich durch Seewasser. Vorsicht wegen elektrolytischer Wirkungen bei Verwendung verschiedener Metalle! Berührung von Schmiedeisen mit Seewasser vermeiden! Gegebenenfalls Anbringung von Zinkplatten in den vom Seewasser durchflossenen Räumen empfehlenswert.

Kolbenkühlung bei gröfseren Maschinen, bei Zweitakt schon in kleineren Abmessungen, erforderlich. Zur Kühlung Süfswasser oder Oel, in beiden Fällen Rückkühlung vorzusehen. Das Kühlmittel wird dem Kolben entweder durch eine Gelenkverbindung oder durch Posaune zugeführt; bei kleineren Motoren geschieht die Zuführung (Oel) auch durch die hohle Schubstange und den Kreuzkopfzapfen hindurch.

Vorteil des Wassers für die Kolbenkühlung: bessere Kühlwirkung, somit auch kleinere und leichtere Rückkühler. Nachteil: gutes Abdichten der Gelenke usw. nötig, da sonst etwa austretendes Wasser ins Schmieröl gelangt, dessen Wirksamkeit beeinträchtigt und Betriebsstörungen veranlassen kann.

Für hochbeanspruchte Hauptlager ist Kühlung ebenfalls zweckmäfsig, besonders bei geschlossenem Gestell, das den kühlenden Luftzug der Ventilation von den bewegten Teilen abhält.

Schmierung der Lager usw. wird zweckmäfsig als Prefsschmierung ausgebildet, deren Druck jedoch zur Einschränkung des Schmierölverbrauchs niedrig zu halten ist. Das sich in der Kurbelwanne sammelnde Oel wird nach Reinigung und Kühlung den Pumpen im Kreislauf wieder zugeführt. Zuflufs des Oels zu den Pumpensaugräumen mufs auch bei Schräglage des Schiffes gesichert sein!

Die Schmierung der Zylinder erfolgt allgemein durch besondere Schmierpressen oder Schmierpumpen.

Anfahr- und Umsteuervorrichtungen.

Die Anfahrvorrichtungen, im allgemeinen denen ortfester Maschinen gleichend, werden häufig mit der Umsteuervorrichtung vereinigt. Die für die Aenderung der Drehrichtung erforderliche zeitliche Verschiebung der Ventileröffnungen wird erreicht entweder durch Verdrehung oder durch Verschiebung der Steuerwelle. Erstere Ausführung einfacher, da bei letzterer 2 vollständige Nockenreihen nötig sind. Die Betätigung der Umsteuervorrichtungen kann pneumatisch (M. A. N.), hydraulisch (Germania, Oelsteuerung), mechanisch oder auch durch Verbindung zweier dieser Arten geschehen.

Eine Abart bildet der „Polarmotor" Patent Hesselman (Benz, Mannheim), bei dem die doppeltwirkende Spülpumpe, durch Druckluft betrieben, die Umsteuermanöver ausführt. Hierdurch wird vermieden, dafs die expandierende Anfahrluft die Arbeitszylinder selbst abkühlt

Tafel über Schiffs-

Art bzw. Name des Schiffes	Marinebeiboote		Unterseeboote			Kanonenboot Lussin
Reederei	—	—	—	—	—	—
Bauwerft	Kaiserliche Werft, Wilhelmshaven	Kaiserliche Werft, Kiel	Fried. Krupp A.G., Germaniawerft, Kiel-Gaarden	Kaiserliche Werft, Danzig	Whitehead, Fiume	—
Lieferantin der Maschinen	Gebr. Körting A.G., Körtingsdorf	Daimler-Motoren-Werke, Berlin-Marienfelde	Dsgl.	Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A. G., Werk Augsburg	Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A. G., Werk Nürnberg	Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.G., Werk Nürnberg
Baujahr	1911/12	1912	1912	1912	1912	1911
Maschinentyp	Einfachwirkender Viertakt, kreuzkopflos	Einfachwirkender Viertakt, kreuzkopflos	Einfachwirkender Zweitakt, kreuzkopflos	Einfachwirkender Viertakt, kreuzkopflos	Einfachwirkender Zweitakt, kreuzkopflos, leichte Bauart, Stufenkolben	Einfachwirkender Zweitakt, kreuzkopflos, schwere Bauart, Stufenkolben
Anzahl der Hauptmaschinen des Schiffes	1	1	2	2	2	2
Effektivleistung einer Maschine nach Konstruktion in PSe	115	100	850	850	900	900
Abmessungen: Minutliche Umlaufzahl bei Vollast	500	560	430	450	450	250
Abmessungen: Anzahl der Arbeitszylinder einer Maschine	6	6	6	6	8	6
Abmessungen: Durchmesser jedes Arbeitszylinders, D in mm	190	160	350	400	310	360
Abmessungen: Kolbenhub H in mm	240	230	400	400	340	600
Abmessungen: Hubverhältnis $H : D$	1,26	1,44	1,144	1	1,09	1,67
Kolbengeschwindigkeit in m/sk: mittlere	4	4,3	5,74	6	5,25	5
Kolbengeschwindigkeit in m/sk: größte	6,3	6,87	9,0	9,42	8,4	7,85

ölmaschinen.

Siam	Monte Penedo	Hermann Krabb	Rolandseck	Primus	Hagen	Projekt	Bemerkungen
Ostasiatische Kompagnie, Kopenhagen	Hamburg-Südamerikanische Dampfschifffahrtsgesellschaft, Hamburg	Krabb & Co., Montevideo	Deutsche Dampfschifffahrtsgesellschaft Hansa, Bremen	Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg	Deutsch-Amerikanische Petroleum-Gesellschaft, Hamburg	—	—
Burmeister & Wain's Maskin- og Skibsbyggeri, Kopenhagen	Howaldtswerke, Kiel	Stocks & Kolbe, Kiel	Joh. C. Tecklenborg A. G., Geestemünde	A. G. Weser, Bremen	Fried. Krupp A. G., Germaniawerft, Kiel-Gaarden	Fried. Krupp A. G., Germaniawerft, Kiel-Gaarden	—
Dsgl.	Gebr. Sulzer, Winterthur	Benz & Co., Rheinische Automobil- und Motorenfabrik A. G., Mannheim	Dsgl.	Dsgl.	Dsgl.	Dsgl.	—
1912	1911/12	1912	1912	1912/13	1912	—	—
Einfachwirkender Viertakt mit Kreuzkopf	Einfachwirkender Zweitakt	Einfachwirkender Zweitakt, kreuzkopflos, Patent Hesselman	Einfachwirkender Zweitakt, System Tecklenborg-Carels	Junkers Zweitakt, 3 Tandemmaschinen mit Kreuzkopf	Einfachwirkender Zweitakt mit Kreuzkopf, **ohne** angebaute Kompressoren	Einfachwirkender Zweitakt mit Kreuzkopf, **mit** angebauten Kompressoren	—
2	2	2	1	2	2	2	—
1280	850	260	1425	800	1300	1200	—
125	160	250	110	120	140	140	—
8	4	4	6	6	6	6	—
590	470	~ 300	510	400	475	475	—
800	680	~ 425	920	2 × 400[1]	800	800	[1]) Jeder der gegenläufigen Kolben 400 mm Hub
1,35	1,45	1,42	1,8	2	1,684	1,684	—
3,33	3,61	3,5	3,4	1,6	3,74	3,74	—
5,23	5,66	5,6	5,3	2,55	5,87	5,87	—

Art bzw. Name des Schiffes	Marinebeiboote		Unterseeboote			Kanonenboot Lussin
Spülluft: Ueberschufs in Prozenten des Hubvolumens der Arbeitszylinder	—	—	30 %	—	40 %	48 %
Spülluft: Ueberdruck in kg/qcm bei normalem Vollastbetrieb	—	—	0,35	—	0.5	0.4
Ueberdruck der Einblaseluft in kg/qcm bei normalem Vollastbetrieb	65	75	7[illegible]	70	70	65
Mittlerer effektiver Druck in kg/qcm	5	5.5	3,85 [1])	5.6	4.4	4.45
Brennstoffverbrauch in g für 1 PSe stündlich (bezogen auf 10 000 WE)	220	225	225	200	215	210
Höchster Flächendruck, kg/qcm, im Hauptlager bei einem Kompressionsenddruck von ( ) kg/qcm	38 (32)	50 (32)	50 (40)	—	40 (35)	34 (35)
Höchster Flächendruck, kg/qcm, im Kurbelzapfenlager bei einem Kompressionsenddruck von ( ) kg/qcm	78 (32)	80 (32)	88 (40)	—	80 (35)	68 (35)
Höchster Flächendruck, kg/qcm, im Kreuzkopf- bzw. Kolbenbolzenlager bei einem Kompressionsenddruck von ( ) kg/qcm	136 (32)	140 (32)	134 (40)	—	110 (35)	95 (35)
Beanspruchungen in kg/qcm bei ( ) kg/qcm Kolbendruck, in der Kurbelwelle: Verdrehung	190 (35)	1000	—	—	251 (35)	156 (35)
Beanspruchungen in der Kurbelwelle: Biegung	950 (35)		—	—	770 (35)	375 (35)
Beanspruchungen in der Schubstange: Druck	550 (35)	700	—	—	510 (35)	500 (35)
Beanspruchungen in der Schubstange: Knicksicherheit	25 fach (35)	16 fach	—	—	30 fach (35)	30 fach (35)
Beanspruchungen in der Kolbenstange: Druck im Kern	—	—	—	—	—	—
Beanspruchungen in der Kolbenstange: Knicksicherheit	—	—	—	—	—	—
Gewicht in kg/PSe	35 ohne Zubehör	20 vollständig	25 ohne Wellenleitung und Propeller	23	28	53.5

Siam	Monte Penedo	Hermann Krabb	Rolandseck	Primus	Hagen	Projekt	Bemerkungen
—	—	30 %	58 %	100 %	30 %	30 %	—
—	0,2	0,3	0,25	0,18 bis 0,19	0,15	0,15	—
60	60 bis 70	55	58 bis 60	85 bis 90	60	60	—
6,2	5,1	4,25	5,13	4,07	4,91	4,53	1) Erreicht 4,3 kg/qcm
160	210	200	215	230	200 einschl. Verbrauch der Kompressoren	200	—
27 (35)	—	30 (35)	22 (33)	Lager nur durch Gewicht der Welle und die hin- und hergehenden Massen, daher sehr niedrig, belastet	25 (40)	25 (40)	—
82 (35)	—	75 (35)	56 (33)	45 (34)	65 (40)	65 (40)	—
120 (35)	—	110 (35)	80 (33)	60 (34)	90 (40)	90 (40)	—
254 (35)	genau nach den Vorschriften des Germanischen Lloyd	200 (40)	180 (36)	200 (50)	—	—	—
650 (35)		750 (40)	600 (36)	400 (50)	—	—	—
375 (35)		500 (40)	325 (36)	355 (50)	375 (40)	375 (40)	—
7 fach [nach Navier] (35)		20 fach (40)	32 fach (36)	71 fach 2) (50)	25 fach (40)	25 fach (40)	2) Ergibt sich infolge des verhältnismäfsig kurzen Kolbenhubes so hoch, wobei auch die Stange kurz wird
410 (35)		—	525 (36)	730 (50)	500 (40)	500 (40)	—
6,35 fach [nach Navier] (35)		—	30 fach (36)	3)	18 fach (40)	18 fach (40)	3) Nicht gerechnet, da keine eigentliche Stange, sondern nur kurze Verbindung
—	Hauptmaschine allein: 64,8, mit allem Zubehör: 90	—	135	100	120 ohne Kompressoren, Wellenleitung und Propeller	128 ohne Wellenleitung und Propeller	—

und somit die Zündung beim Anfahren erleichtert. Das gleiche läfst sich aber z. B. auch dadurch erreichen, dafs bei Mehrzylindermaschinen nur einigen Zylindern Anfahrluft, den übrigen gleich Brennstoff zugeführt wird.

Die Zahl der unmittelbar aufeinander folgenden Umsteuermanöver ist abhängig von dem Rauminhalt der „Anfahrbatterie" und dem Druck der darin enthaltenen Prefsluft. Der Luftverbrauch für das einzelne Manöver steigt mit wachsendem Druck. Prefsluftflaschen werden zweckmäfsig nur als nahtlos hergestellte verwendet, jedoch läfst der Germanische Lloyd vorläufig auch noch geschweifste Flaschen zu.

Beanspruchungen der Hauptgetriebeteile.

Im allgemeinen vgl. Abschnitt Verbrennungsmotorenbau. Verwendung von Oelmotoren zum Schiffsantrieb ist noch zu sehr im Anfangszustande der Entwicklung, als dafs sich schon bestimmte Regeln angeben liefsen. Als Anhalt diene die vorstehende Tafel, die so weit vervollständigt ist, als Unterlagen hierzu von den beteiligten Firmen erhältlich waren.

Vorschriften des Germanischen Lloyd.

a) **Kurbelwellen.** $d = \sqrt[3]{D^2 . A}$, worin

d = Wellendurchmesser in cm,
D = Zylinderdurchmesser in cm,
A = Koeffizient.

Für einfachwirkende Zweitaktmaschinen gilt:

Zylinderzahl	A
1, 2 und 3	$0{,}09\,H + 0{,}035\,L$
4	$0{,}10\,H + 0{,}035\,L$
5 und 6	$0{,}11\,H + 0{,}035\,L$
8	$0{,}13\,H + 0{,}035\,L$

H = Zylinderhub in cm,
L = Entfernung von Mitte zu Mitte Grundlager in cm.

Für die Bestimmung von A ist:

bei Viertaktmaschinen nur halbe Zylinderzahl zu berücksichtigen,
„ doppeltwirkenden Maschinen Zylinderzahl zu verdoppeln,
„ Maschinen mit gegenläufigen Kolben (Junkersmotoren) Koeffizient von H zu verdoppeln; ist dabei Tandemanordnung vorhanden, so zählt jeder Zylinder für sich. Als Lagerentfernung L gilt die Entfernung der äufseren Kurbeln einer Kurbelgruppe von Mitte zu Mitte Lager gemessen.

b) **Laufwellen.** $d_1 = C \sqrt[3]{D^2 . H}$, worin

d_1 = Durchmesser der Laufwelle in cm,
D und H wie oben,
C = Koeffizient.

Für einfachwirkende Zweitaktmaschinen gilt:

Zylinderzahl	C
1, 2 und 3	0,41
4, 5 und 6	0,43
8	0,46

Für die Bestimmung von C ist:

bei Viertaktmaschinen halbe Zylinderzahl zu berücksichtigen,

bei doppeltwirkenden Maschinen Zylinderzahl zu verdoppeln,
„ Maschinen mit gegenläufigen Kolben der Wert unter dem Wurzelzeichen zu verdoppeln; bei Tandemanordnung zählt jeder Zylinder für sich.

c) **Schraubenwellen.** $d_s = 0{,}66\, d_1 + 0{,}03\, S$, worin
d_s = Durchmesser der Schraubenwelle in cm,
d_1 = „ „ Laufwelle in cm,
S = „ „ Schraube in cm.

Sie müssen jedoch im Durchmesser mindestens 10% stärker als die Laufwellen sein.

Hülfsmaschinen.

Für den Antrieb der Hülfsmaschinen bei Oelmaschinenschiffen kommen in Betracht: Oelmotoren, Dampfmaschinen, Elektromotoren, Prefsluftpumpen. Dampf, erzeugt in einem mit Oelheizung versehenen Kessel, wird ohnehin zu Heizungszwecken — als Ergänzung etwaiger Heizung durch die Auspuffgase — meist erforderlich sein; in diesem Falle ist der Antrieb der Schiffshülfsmaschinen (Rudermaschinen usw.) mit Dampf am bequemsten. Andernfalls verwendet man zweckmäfsig Elektromotoren, die von einer durch eine Oelmaschine angetriebenen Dynamo gespeist werden, oder auch Prefsluft.

Die Sicherheit des Betriebes verlangt stets die Anordnung eines Hülfskompressors mit eigener Antriebmaschine. Steht Dampf nicht zur Verfügung, so wird dieser zweite Kompressor zweckmäfsig durch einen geeigneten kleinen Oelmotor (Bolinder oder dgl.) angetrieben.

5. ABSCHNITT.

Automobilbau.

Motorfahrzeuge und Fahrzeugmaschinen.*)

Die allgemeinen Kennzeichen der beiden wichtigsten Normalbauarten eines Motorwagens zeigen Abb. 1 bis 4 (S. 791). Bei beiden Bauarten ist vorn auf dem aus Blech gepreſsten, an den Enden geschweiften Grundrahmen *a*, der den Wagenkasten aufnimmt und]-förmigen Querschnitt besitzt, die meistens vierzylindrige Antriebsmaschine *b* angeordnet mit ihren Zubehörteilen, dem in der Regel ganz vorn sitzenden Kühler *c*, der Pumpe, die das Kühlwasser in Umlauf versetzt, dem Vergaser, der Zünddynamo und der Schmierpumpe. Bei Wagen mit selbsttätigem Kühlwasserumlauf (Thermosiphon) entfällt die Pumpe. An die Maschine schlieſst sich die entweder als Kegelkupplung mit Lederbelag oder als vollkommen eingeschlossene, in Oel laufende Metallreibkupplung mit Lamellen ausgeführte Kupplung *d* an, welche die Bewegung der mit 800 bis 1600 Uml./min laufenden Welle der Maschine auf das Wechselgetriebe *e* überträgt. Da sich das Drehmoment der Maschine nur innerhalb enger Grenzen verändern läſst, so ist das Wechselgetriebe erforderlich, um die veränderlichen Fahrwiderstände überwinden zu können. Von dem Wechselgetriebe wird der Antrieb bei den sog. Kardanwagen (Abb. 1 u. 2, S. 791) durch eine an beiden Enden, bei kleinen Wagen auch nur an einem Ende mit Kreuzgelenkkupplungen versehene Längswelle *f* auf das in der Mitte der Hinterachse sitzende Ausgleichgetriebe *g* (Differential) und hierdurch auf die Hinterräder übertragen. Die Hinterachse ist geteilt, damit die darauf aufgesetzten Hinterräder in Krümmungen verschiedene Wege durchlaufen können, ohne zu gleiten. Das Ausgleichgetriebe hat die Aufgabe, die Antriebskraft auf die beiden Teile der Hinterachse in dem Verhältnis der an ihnen wirkenden Widerstände zu verteilen. Bei den Kettenwagen (Abb. 3 u. 4, S. 791) ist das Ausgleichgetriebe, das dann gewöhnlich in dem Gehäuse des Wechselgetriebes sitzt, mit einer Hülfswelle *f'* versehen, an deren Enden Ketten zum Antrieb der Hinterräder angreifen.

Die beiden Bauarten unterscheiden sich also nur durch den Antrieb zwischen dem Wechselgetriebe und den Hinterrädern. Der Kardanantrieb wird in der letzten Zeit stark bevorzugt. Seine Vorteile sind der geräuschlose Gang und der gute Schutz gegen Eindringen von Staub.

Spurweite und Radstand eines Wagens werden in der Hauptsache durch die Anforderungen an die Gröſse des Wagenkastens bestimmt.

*) Dr. Heller, Motorwagen und Fahrzeugmaschinen für flüssigen Brennstoff. Julius Springer, Berlin 1912.

Abb. 1.

Abb. 2.

Abb. 3.

Abb. 4.

In Berlin müssen Motordroschken nach folgenden Mafsen gebaut sein:

1. Höhe der Wagen:
   a) vom Erdboden bis zum Auftritt höchstens . . . . . . 0,32 m,
   b) vom Auftritt bis zum oberen Teil der Schwelle höchstens 0,26 „ ,
   c) vom Fufsboden des Wagens bis zur Sitzschwinge mindestens 0,32 „ ,
   d) von der Sitzschwinge bis zur Decke mindestens . . . . 1,20 „ ,
   e) Höhe der Tür von der Schwelle bis zur Fensterstange mindestens . . . . 1,25 „ ,
2. Weite der Türöffnung mindestens . . . . 0,55 „ ,
3. Aeufsere Breite der Wagen über den Sitzen von Armlehne zu Armlehne mindestens . . . . 1,25 „ ,
4. Innere Breite des Wagenkastens über den Rücksitzen mindestens 1,10 „ ,
5. Länge des Wagenkastens über den Sitzen von der Vorderwand bis zur Rückwand:
   a) bei viersitzigen Wagen mindestens . . . . 1,50 „ ,
   b) bei zweisitzigen Wagen mindestens . . . . 1,25 „ ,
   c) von Sitzschwinge zu Sitzschwinge mindestens . . . . . . 0,52 „ .

Der **Gesamtwiderstand** W, der bei der Förderung mit Motorwagen auf Strafsen (III. Bd. Abschn. Strafsenbau) zu überwinden ist, setzt sich zusammen aus a) dem Rollwiderstand w_r,
b) dem Steigungswiderstand w_s,
c) dem Luftwiderstand w_l.

Zu a) Der Rollwiderstand ist von der Art der befahrenen Strafse, dem Raddurchmesser und der Art der Bereifung abhängig.

Fahrversuche auf hartem Stadtpflaster*) haben ergeben, dafs auf Asphaltpflaster die Luftreifen, auf Kopfsteinpflaster die Vollreifen etwas höheren Kraftverbrauch aufweisen.

Versuche von Michelin**) mit einem Wagen von 570 kg Gesamtgewicht sowie 920 mm Durchm. der Vorder- und 1120 mm Durchm. der Hinterräder haben folgende Werte des Gesamtwiderstandes in kg/t ergeben:

Art der Strafse	Fahrgeschwindigkeit km/st	Art der Bereifung		
		Eisen	Vollgummi	Luftreifen
Gute, trockene, staubige Macadam-Strafse	11,7 gegen den Wind	27,2	24,5	22,3
	11,7 mit dem Wind	25,3	22,8	20,3
	19,7 gegen den Wind	34,4	29,0	24,8
	19,7 mit dem Wind	27,6	25,2	23,8
Gute, harte, aber feuchte Macadam-Strafse	11,0	27,4	26,5	24,0
	20,0	39,0	35,6	31,8
Gute, aufgeweichte Macadam-Strafse	21,0	45,6	42,6	35,0
Etwas aufgefahrene Macadam-Strafse	22,0	33,8	28,0	22,5

Zu b) Bei geringen Steigungen und verhältnismäfsig kleinen Raddurchmessern ist annähernd

$$w_s = Q \cdot \frac{h}{l},$$

worin h die Höhe und l die Länge der Steigung ist.

*) Müller, Der Motorwagen 1908 S. 184. **) H. Rodier, Automobiles 1905

Ist die Steigung $\frac{h}{l}$ in $^0/_{00}$ gegeben, so ist für jedes $^0/_{00}$ Steigung und für je 1000 kg Wagengewicht 1 kg Widerstand zu rechnen.

Zu c) Auf Grund der Ergebnisse der Schnellbahnversuche*) kann man

$$w_l = \frac{P}{F} = 0{,}0052\ V^2$$

setzen, worin w_l der Luftwiderstand auf 1 qm Widerstandsfläche in kg/qm,
P der gesamte Luftwiderstand in kg,
V die Geschwindigkeit in km/st,
F die Widerstandsfläche in qm ist.

Für diese Fläche kann man annähernd das aus der Spurweite und der Wagenhöhe über den Rädern gebildete Rechteck einsetzen.

Bei der Formgebung ist zu beachten, dafs bei schnellfahrenden Wagen ein grofser Teil des Gesamtwiderstandes auf den Luftwiderstand entfällt und daher möglichst solche Form anzustreben ist, die den geringsten Widerstand ergibt.

Adhäsion. Damit der Wagen fahren kann, mufs die Summe dieser Widerstände kleiner sein als die Adhäsion

$$W < \mu \,.\, Q_r.$$

Q_r (Reibungsgewicht) ist der auf die Hinterachse entfallende Teil des Wagengewichtes, der annähernd $^2/_3\,Q$ beträgt.

Nach Lutz**) kann man für $\frac{Q_r}{Q}$ setzen:

bei normalen Personenwagen 0,56 bis 0,62,
„ Lieferungswagen . . . 0,60 „ 0,64,
„ Motoromnibussen . . . 0,64 „ 0,68,
„ Motorlastwagen . . . . 0,66 „ 0,68.

Für μ gibt es bei Gummibereifung keine zuverlässigen Angaben. Der Wert hängt von der Beschaffenheit der Strafse ab und kann nach Arnoux***) zwischen 0,67 für trockene Macadam-Strafsen, 0,715 für trockenes Asphaltpflaster, 0,81 für nasses Asphaltpflaster und 0,17 bis 0,062 auf weichen, schlüpfrigen Strafsen schwanken.

Für schwere Motorwagen, bei denen auch noch Anhängerlast mitzuführen ist und die auch bei schlechtem Wetter fahren müssen, empfiehlt es sich, höchstens $\mu = 0{,}15$ einzusetzen.

Beispiel. Ein zweiachsiger Wagen von $Q = 1000$ kg Gesamtgewicht mit einer Widerstandsfläche von $F = 3$ qm und einem Rollwiderstand von $w_r = 20$ kg/t = 20 kg hat bei einer Geschwindigkeit von $V = 60$ km/st einen Luftwiderstand $w_l = 3 \,.\, 0{,}0052 \,.\, 60^2 = 56{,}16$ kg zu überwinden. Zum Antrieb ist daher auf ebener Strecke eine Nutzleistung von

$$N_e = \frac{W \,.\, V \,.\, 1000}{3600 \,.\, 75} = 16{,}92 \text{ PSe},$$

auf einer Steigung von 15 $^0/_{00}$, die den Gesamtwiderstand um $w_s = 15$ kg erhöht, eine Leistung

$$N_e = 19{,}41 \text{ PSe}$$

erforderlich, während mit der früheren Leistung auf der Steigung von 15 $^0/_{00}$ nur eine Geschwindigkeit von etwa $V' = 39$ km/st erreicht werden könnte.

*) Glaser Ann. vom 15 Juni 1906.
**) Automobiltechnisches Handbuch 1909.
***) L. Périssé, Automobiles à pétrole, S. 10.

Ist der Wagen ein Lastwagen und beträgt das Reibungsgewicht $Q_r = 700$ kg, so kann bei einem Wert von $\mu = 0,16$ für die Reibungszahl eine Höchstzugkaft von 112 kg an den Hinterrädern wirken, ohne dafs sie gleiten. Auf der Steigung von 15 ‰ braucht der Wagen selbst eine Zugkraft von $w_r + w_s = 35$ kg, so dafs $112 - 35 = 77$ kg für die Ueberwindung des Bahnwiderstandes eines Anhängers verfügbar bleiben. Das Gewicht des Anhängers mit Last würde dann annähernd bei gleichen Bahnwiderständen

$$Q' = \frac{77 . 1000}{20 + 15} = 2220 \text{ kg}$$

betragen dürfen. Von der Rücksichtnahme auf den Luftwiderstand ist im Falle des Lastwagens abgesehen, da es sich nur um kleine Fahrgeschwindigkeiten handeln kann. Die mit einer Nutzleistung von $N_e = 16,92$ PSe erreichbare Höchstgeschwindigkeit würde z. B. auf der Steigung von 15 ‰ nur 20,38 km/st betragen.

Vergaser haben die Aufgabe, den flüssigen Brennstoff zu verdampfen und mit Luft so zu mischen, dafs ein leicht entzündliches Kraftgemisch gebildet wird. Sie werden heute fast ausschliefslich als Spritzvergaser gebaut (Abb. 5); in dem Behälter *a* wird mittels eines Schwimmers *b* und eines von diesem durch die Hebel *c* beeinflufsten Nadelventils *d* der Brennstoff stets in gleicher Höhe erhalten. Der durch die Leitung *e* zufliefsende Brennstoff steht zu diesem Zwecke immer unter einem geringen Druck. Aus dem Schwimmergehäuse *a* wird die Düse *f*, deren Oeffnung sich durch ein Nadelventil *g* regeln läfst, so hoch gefüllt, dafs der Brennstoff durch den Unterdruck in dem Vergaser herausgetrieben, an den Sieben *k* zerstäubt und in der bei *j* eintretenden frischen Luft verdampft wird. Im oberen Teil ist der Mischraum *h* des Vergasers durch Leitungen *i* mit den Zylindern verbunden sowie mit einem Drosselhahn *l* versehen.

Abb. 5.

Störend ist, dafs der Unterdruck, den die saugenden Zylinder erzeugen, je nach den Betriebsverhältnissen aufserordentlich schwankt.

Verdampfung des Brennstoffes im Vergaser wird gefördert durch Zerstäuberkegel sowie durch Heizung des Vergasers. Die Erwärmung des Gemisches nicht zu hoch, damit das Gewicht der Zylinderladung nicht zu gering wird. Zweckmäfsig, den Brennstoff zunächst nur mit einem Teil der erforderlichen Luftmenge zusammenzubringen, dieses Gemisch zu heizen und zuletzt durch Zufügen der fehlenden Luft wieder abzukühlen. Bei diesem Verfahren kann man auch mit schwerer verdampfbaren Brennstoffen befriedigend arbeiten. Dafs unverdampfte Brennstoffteile in die Zylinder gelangen, mufs stets vermieden werden.

Bauliches. Vergaser zumeist aus Bronze oder Messing gegossen. Die Schwimmer aus Messing- oder Kupferblech sollen so angeordnet werden, dafs sie auch bei Schieflage des Vergasers richtig arbeiten. Dazu ist erforderlich, dafs die Schwimmer die Düse konzentrisch umgeben. Besonders zu achten auf Reinhalten der Düsenwege. In den

Weg des zufliefsenden Brennstoffes sind so viele Siebe einzuschalten, wie irgend angängig. Selbsttätiges Zufliefsen des Brennstoffes entweder durch Hochlegen des Brennstoffbehälters oder durch Einleiten eines Teiles der Auspuffgase in den Behälter.

Zündvorrichtungen bei Motorfahrzeugen ausschliefslich elektrisch. Man unterscheidet nach der Stromquelle Batteriezündungen und magnet-elektrische Zündungen, nach der Art der zum Erzeugen des Funkens benutzten Mittel Kerzenzündungen (mit fester, an der Spitze einer Zündkerze liegenden Funkenstrecke) und Abreifszündungen.

Stromstärke der Batterie 2 bis 3 Amp, bei 4 bis 6 V, Lebensdauer bis zu 5000 km Wegstrecke.

Bei magnet-elektrischen Zündungen vorzugsweise Hochspannungs-Zünddynamos, die für den Betrieb von Zündkerzen geeignet.

Doppelzündungen, d. h. Batteriezündung für das Ankurbeln und für den Fall des Versagens der Zünddynamo, immer seltener.

Zündkerzen bestehen aus einer mit dem Körper der Maschine leitend verbundenen, also geerdeten, und einer davon möglichst gut isolierten Elektrode.

Der Zeitpunkt der Zündung veränderlich. Beim Ankurbeln mufs hinter dem Totpunkt gezündet werden, damit keine Rückschläge; mit steigender Umlaufzahl früher, d. h. vor dem Totpunkt, damit — weil die Zündgeschwindigkeit des Gemisches begrenzt ist — im Totpunkt der volle Verpuffungsdruck herrscht. Leistung steigt mit wachsender Vorzündung bis zu einer Grenze, die durch stofshaften Gang der Maschine erkannt wird.

Maschinen für den Antrieb von **Motorwagen**, im allgemeinen kleine schnellaufende, im Vergleich zum Gewicht hohe Leistung entwickelnde Viertakt-Verbrennungsmaschinen, deren Grundform die Maschine von Gottlieb Daimler und deren Kennzeichen hohe Verdichtung.

Aufser der Bremsleistung unterscheidet man Steuerleistung nach der für die Besteuerung mafsgebenden Formel

$$N = 0{,}3 \, . \, i \, . \, d^2 \, . \, S,$$

worin i die Zylinderzahl, d der Zylinderdurchmesser in cm, S der Kolbenhub in m ist.

Diese Formel gibt annähernd die an den Treibrädern verfügbare Leistung.

Hubverhältnis $\frac{S}{d}$ in den äufsersten Fällen zwischen 1 und 1,4, bei üblichen Motorwagen gewöhnlich bis 1,2 und darunter. Gröfsere Werte von $\frac{S}{d}$ haben günstigen Einflufs auf die Brennstoffausnutzung, erhöhen aber das Gewicht. Besonders leichte Maschinen können sogar $\frac{S}{d} < 1$ erhalten, langsamlaufende Schiffsmaschinen $\frac{S}{d} > 1{,}2$ bis zu 1,7.

Umlaufzahl n im Mittel bei Motorwagen 900 bis 1200 Uml./min, bei schweren Motorwagen und Schiffsmaschinen kleiner als 900, bei besonders leichten Maschinen für Luftfahrzeuge gröfser als 1200.

Anzahl der Zylinder in den meisten Fällen 4 wegen der geforderten Gleichförmigkeit des Drehmomentes, wegen des guten Massenausgleiches und wegen des im Vergleich zur Leistung geringen Gewichtes. Zylinder in der Regel paarweise, neuerdings auch in einem einzigen Block zusammengegossen und nebeneinander auf das Kurbelgehäuse aufgesetzt. Zu beachten, dafs zwischen den Zylindern stets Wasserraum verbleibt.

Reihenfolge der Zündung, damit das Drehmoment gleichförmig wird, derart, dafs zwischen je zwei Zündungen gleiche Kurbelwinkel liegen. Die Kurbelwelle erhält dann eine einfache Form, weil die Mitten der Kurbelzapfen 2 und 3 sowie der Zapfen 1 und 4 übereinstimmen.

Steuerung. a) Ansaugen. Das Einlafsventil wird erst geöffnet, wenn der Kolben 2 bis 3 % des Abwärtsganges hinter sich hat, damit die Zylinder vollständig entleert werden. Schliefsen des Einlafsventils 10 bis 12,5 % hinter dem unteren Totpunkt, damit der beschleunigte Gasstrom den Zylinder voll füllt. Saugleitungen zu den Zylindern so führen, dafs die Saugwiderstände der Zylinder gleich grofs sind.

b) Verdichten. Die Höhe des Enddrucks wird durch den schädlichen Raum bestimmt (nicht durch verspätetes Schliefsen des Einlafsventils). Höhe des Enddrucks für gewöhnliche Wagenmaschinen nicht zu hoch, weil der Gang sonst zu stofsend, nicht über 5 at.

c) Zündung 30 % vor dem oberen Hubende und mehr.

d) Auspuff. Vorausströmen 10 %. Schliefsen des Auspuffventils 1 bis 2 % hinter dem oberen Totpunkt.

Bauteile. Zylinder zumeist aus Gufseisen mit angegossenen Wassermänteln und Ventilgehäusen. Ventilgehäuse vorwiegend an einer Seite (Abb. 6 bis 9), Einlafsventile zwischen je 2 Auslafsventilen. Wanddicke der Zylinder 6 bis 8 mm. Im oberen Zylinderboden eine Verschraubung, die gestattet, die Lauffläche mit durchgehender Stange zu bohren und gegebenenfalls zu schleifen. Zylinder und Ventile, die von oben her gesteuert werden, seltener, z. B. bei Luftfahrzeugmaschinen. Breite des Wassermantels etwa 2- bis 3 fache Wanddicke des Zylinders oder mehr, aus Rücksichten auf die Festigkeit des Kernes beim Formen nicht unter 10 mm, besser mehr. Berechnung des Zylinders auf Zerreifsfestigkeit gegen vollen Kolbendruck (20 kg/qcm) und Biegung durch den gröfsten Seitendruck.

Kurbelwelle in der Regel aus Nickel- oder Nickelchromstahl, meist in 3 Gleitlagern gelagert. Für kleine Wagen auch Lagerung nur an den Enden in Kugellagern, damit Baulänge verringert wird. Wird aus einem Stück geschmiedet oder im Gesenk geprefst, seltener aus mehreren Teilen zusammengebaut (Abb. 6. S. 797). Lager- und Kurbelzapfen erhalten Bohrungen für Schmierölführung, s. weiter unten. Berechnung unter Annahme von zwei gleichzeitig stattfindenden Zündungen.

Pleuelstangen aus Schmiedestahl im Gesenk hergestellt, selten an den Schäften von I-Querschnitt bearbeitet. Berechnung des Schaftes auf Druckfestigkeit genügt. Kurbelende zumeist offener Marinekopf mit 2 oder 4 Schrauben (sehr gut sichern!) mit Bronzeschalen oder Stahlgufsschalen mit Weifsmetall. Mufs nachstellbar sein, damit nicht

klopft. Schraubendicke mit Rücksicht auf die hohen Beschleunigungsdrücke wählen. Kolbenenden mit einteiligen, nicht nachstellbaren, gehärteten und genau geschliffenen Stahlbüchsen.

Abb. 6.

Abb. 7.

Kolben offene Tauchkolben aus Gufseisen, beansprucht durch den gröfsten Seitendruck (0,5 P_a), Flächendruck, auf die nutzbare Fläche berechnet, etwa 1,5 kg/qcm, aber oft höher. Kolbenlänge etwa 1,5 D. Kolbenringe gewöhnlich 3 in der Nähe des oberen Kolbenendes. Einfache federnde Gufseisenringe mit versetzt angeordneten glatten Teilfugen. Kolbendurchmesser nimmt nach dem Boden hin ab, aber nur verhältnismäfsig wenig. An der Stelle, wo die Augen des Kolbenbolzens sitzen, aufsen eingedreht, damit er sich infolge Wärmedehnung nicht verreibt. Kolbenboden am besten ganz eben. Dicke etwa 0,11 D, möglichst keine Rippen oder sonst vorstehende Teile, die sich überhitzen können.

Kolbenbolzen. Freie Länge l : Durchm. $d \sim 1:2$. Vollkommen zylindrisch und in den Augen des Kolbens mit Druckschrauben be-

Abb. 8. Schnitt *A-B*.

Abb. 9. Schnitt *C-D*.

festigt. d wird auf Biegung oder mit $l \cdot d$ als Auflagefläche auf Flächendruck berechnet.

Kurbelgehäuse in der Regel in der Wagerechten durch das Wellenmittel geteilt. Obere Hälfte im Wagenrahmen eingehängt, durch Gewicht und Drehmoment beansprucht. Aus Aluminiumlegierung oder Eisen gegossen. Enthält die Lager der Kurbelwelle und der Steuerwelle sowie die Befestigungsschrauben der Zylinder. Durch zwei mit Sieben überdeckte Oeffnungen zu entlüften, damit die durch Kolbenundichtheit entweichenden Gase abziehen. Untere Hälfte hauptsächlich Oeltrog und Staubschutz, so zu befestigen, dafs sie abgenommen werden kann, ohne die Wellenlager zu öffnen. An einer tiefsten Stelle Oeltrog mit Siebüberdeckung. Scheidewände verhindern, dafs bei geneigter Lage alles Oel auf einer Seite zusammenläuft.

Schmierung. Eine an geeigneter Stelle von der Steuerwelle angetriebene Zahnrad- oder möglichst einfache Kolbenpumpe drückt

das aus dem Oeltrog gesaugte Oel durch eine Schauvorrichtung in die zum Teil in das Kurbelgehäuse eingegossenen, zu den Lagerstellen führenden Leitungen. Das überschüssige Oel wird an den Kurbelarmen zu den Bohrungen der Kurbelzapfen geführt, spritzt ab und schmiert die Kolbenbahnen, von wo es durch die Kolben in die hohlen Kolbenbolzen gelangt. Ständiger Oelkreislauf, da sich der Ueberschufs in dem Oeltrog sammelt. Oelzuflufs an der Schauvorrichtung so einstellen, dafs nicht zu viel Oel verbraucht wird. Insbesondere darf kein Oel auf die Kolbenoberseite gelangen, wo es verbrennen und die Zündkerze verschmutzen würde (Rauchbildung im Auspuff).

Ventile. Einfache Tellerventile mit kegeligen, seltener ebenen Sitzflächen (Spitzenwinkel $\alpha = 45^0$), Hub = 0,06 bis 0,1 des Kolbendurchmessers. Freier Ventilquerschnitt = Querschnitt der Leitungen aus baulichen Rücksichten für etwa 40 bis 70 m/sk Geschwindigkeit zu bemessen. Bei Auspuffventilen Sitzflächen gut kühlen. Ventilquerschnitt ebenso grofs wie bei Einlafsventilen.

Federn. Einfache Schraubenfedern aus gehärtetem Stahl, Spannkraft etwa 1,5 kg/qcm Ventilquerschnitt. Genaue Berechnung aus der zum Bewegen des Ventilgewichts erforderlichen Kraft. Wicklungshalbmesser so klein wählen, dafs die Federn nicht zu stark erhitzt werden. Sicherheit gegen seitliches Ausknicken berücksichtigen, gegebenenfalls doppelt gewickelte Federn.

Ventilspindeln mit Ventilteller meist aus einem Stück, im Zylinderkörper und über der Steuerwelle gut führen. Gefütterte Büchsen nicht erforderlich.

Steuerdaumen. Nach obiger Verteilung der Arbeitsvorgänge zu entwerfen und mit der Steuerwelle aus einem Stück geschmiedet oder besonders aufgesetzt. Man empfiehlt, die Steuerwelle gegen Mitte Ventilspindel etwas zu versetzen, damit der Seitendruck auf die Spindelführung vermindert wird, oder besondere Stöfsel mit Rolle zu verwenden. Breite der Steuerdaumen = Spindeldurchmesser oder gröfser.

Antrieb der Steuerwelle durch einfache Uebersetzung 1 : 2 von der Kurbelwelle. Zahnräder oder Ketten im Kurbelgehäuse einschliefsen, da sonst geräuschvoll. Steuerwelle treibt durch nachgiebige Kupplung Zünddynamo und Kühl- sowie Oelpumpe.

Kühlung. Die bei Wasserkühlung durch das Kühlwasser abzuführende Wärmemenge beträgt etwa 35 % des Wärmewertes des verbrauchten Brennstoffes oder in WE/st 1000 N_e, wenn N_e die Bremsleistung in PSe.

Kühlung mit selbsttätigem Wasserumlauf erfordert verhältnismäfsig hohe Lage des Kühlers gegenüber der Maschine, weite, den geringen Wassergeschwindigkeiten angemessene Querschnitte und gröfsere Wassermenge als bei Pumpenumlauf (Thermosiphon nach Renault). Die Umlaufgeschwindigkeit wird bestimmt durch den Gewichtsunterschied und den Höhenunterschied zwischen dem gekühlten und dem warmen Wasser.

Luftkühlung gilt für Wagenmaschinen als unzuverlässig.

Anlassen durch Drehen der Welle mit Hülfe einer Andrehkurbel am Vorderende, deren Nabe mit Sperrzähnen so gesichert ist, dafs sie

bei Rückschlägen und wenn die Maschine schnell weiterläuft, weggedrückt wird. Häufig werden für das Anlassen durch Verschieben der Steuerwelle besondere Steuerdaumen eingeschaltet, durch die geringere Verdichtung erzielt wird.

Regelung durch Drosseln der Saugleitung und durch Verändern des Zündzeitpunktes. Die thermischen Vorgänge beim Regeln sind noch nicht ganz aufgeklärt, da sich bei den üblichen Vergasern mit dem Drosseln auch das Gemisch ändert. Regeln nur mit der Zündung ist zu unwirtschaftlich, weil zu viel Wärme in den Auspuff geht. Regeln nur mit dem Drosselhebel aber auch, da zu jedem Mischungsverhältnis eine bestimmte Vorzündung gehört. Am zweckmäfsigsten, zunächst drosseln und dann die Zündung nachstellen. Andere Regelverfahren, z. B. Verändern des Ventilhubes sowie überhaupt Verbinden des Regelteils mit einem Sicherheitsregler, der Durchgehen verhindert, sind bei Wagenmaschinen nicht sehr üblich. Man setzt vielfach den Drosselhebel unter Wirkung einer Feder, die bei Leerlauf der Maschine selbsttätig den Drosselschieber schliefst (Accélérateur). Ortfeste, Schiffsmaschinen usw. haben noch kleinen Schwungkugelregler in dem Zahnrad auf der Steuerwelle, der den Drosselschieber bei Höchstgeschwindigkeit schliefst, davon unabhängig aber auch Handverstellung des Drosselschiebers.

Kupplungen. Hauptsächlich Kegelkupplungen (Abb. 10), ausrückbarer Teil möglichst leicht und mit aufgenietetem Lederbelag versehen. Neigung des Kegels $\alpha = 9$ bis 12^0. Reibungszahl $\mu = 0{,}15$, obgleich häufig gröfser. Zu beachten, dafs im eingeschalteten Zustand die Federrückwirkung ausgeglichen wird. Das zu übertragende Drehmoment M_d braucht nicht so grofs angenommen zu werden wie das gröfste Drehmoment der Maschine, da die Kupplung immer schleifen kann. Der Druck auf den Einrückkegel ist nach Bach

Abb. 11.

Abb. 10.

$$P \geq \frac{M_d}{r_m}\left(\frac{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}{\mu}\right).$$

Breite des Kegels b wird dadurch bestimmt, dafs der Flächendruck bei Lederbelag nicht über 0,7 kg/qcm betragen soll. Ausschlag des Fufshebels = 80 mm, Druck auf den Fufshebel = 18 kg.

Für Lamellenkupplungen (Abb. 11) kann man nach Winkler*) für $n = 1200$ Uml./min auf Grund der Versuche über die Reibung in schnell-

*) Motorwagen 1907 S. 903 ff.

laufenden Lagern den Flächendruck $p = \frac{6,4}{r_a}$ in kg/qcm und die spezifische Reibung $p \cdot \mu = 0,04$ kg/qcm setzen.

Für $\frac{r_i}{r_a} = m$, worin $m < 1$, ist der Gesamtdruck in der Kupplung

$$K = p \cdot F = 20\, r_a\, (1 - m^2)$$

und die Zahl der Lamellen $a = \frac{200}{r_a\,(1 - m^2)}$.

Das übertragbare Drehmoment ist

$$M_d = 4\, r_a^2\, n\, (1 + m) = 0,045\, r_a\, \frac{N}{n}\, 71\,620,$$

wenn N die Bremsleistung der Maschine darstellt.

Der Wert von m mufs so gewählt werden, dafs sich die günstigsten Fliehkraftverhältnisse ergeben. Obgleich bei gegebenem r_a das gröfste Drehmoment bei $m = \frac{1}{3}$ übertragen werden kann, mufs bei praktischen Ausführungen $m = 0,6$ bis $0,8$ gesetzt werden.

Die Kupplung wird in das Schwungrad eingebaut, dessen Arme möglichst so zu stellen sind, dafs sie als Ventilatoren die Luft an der Maschine wegsaugen.

Die Lamellen bestehen entweder aus Bronze- oder Stahlblech und sind mit ausgestanzten Zähnen in entsprechende Nuten der Gehäuseteile eingesetzt. Dicke der Bleche etwa $0,015\, r_a$, Spielraum bei vollständig gelöster Kupplung 0,35 mm. Das Gehäuse wird im unteren Drittel mit Oel gefüllt.

Abb. 12 u. 13.

1. Gang: $a - b - 1 - 1'$
2. Gang: $a - b - 2 - 2'$
3. Gang: $a - b - 3 - 3'$
4. Gang: $a - 3'$
Rücklauf: $a - b - 1 - c - 1'$

Getriebe. Wechselgetriebe: In einem öldichten Gehäuse eingeschlossenes Stirnräderwerk mit 4, bei kleineren Wagen auch 3 Uebersetzungen. Die ältere Anordnung besteht aus so viel unabhängigen Räderpaaren, als Stufen vorhanden sind; die neuere (Abb. 12 u. 13) ersetzt die letzte Stufe durch unmittelbaren Eingriff, wobei die anderen Stufen mit doppeltem Zahnradvorgelege arbeiten. Wegen des geräuschlosen Ganges bei der Höchstgeschwindigkeit trotzdem sehr bevorzugt.

Berechnung der Stufen nach den für die äufsersten Fälle erforderlichen Drehmomenten:

kleinste Uebersetzung ist gegeben durch die stärkste Steigung, die befahren werden soll,

gröfste Uebersetzung durch die höchste Fahrgeschwindigkeit in der Ebene, für die die Leistung der Maschine noch ausreicht.

Ist N (PS) die Leistung der Maschine bei der günstigsten Umlaufzahl n, also das günstigste Drehmoment:

$$M_d = 71\,620 \frac{N}{n}, \text{ so ist } \frac{1}{a} = \frac{M_d}{(W+f)\cdot r \cdot \frac{1}{\eta}}$$

die kleinste Uebersetzung, worin der Gesamtwiderstand

$W = w_r + w_s$ (s. weiter oben),

f die zum Beschleunigen des Wagens erforderliche Kraft $= \frac{Q}{g} \cdot \gamma$,

$r = 75$ bis 95 cm der Halbmesser der Hinterräder und

$\eta =$ Wirkungsgrad der ganzen Uebertragung (0,75 bis 0,60) ist.

Die gröfste Uebersetzung ist

$$\frac{1}{a'} = \frac{M_d}{W' \cdot r \cdot \frac{1}{\eta}}, \text{ worin } W' = w_r + w_l.$$

Zwischen Wechselgetriebe und Hinterrädern ist eine unveränderliche Kegelradübersetzung von $\frac{1}{2{,}5}$ bis $\frac{1}{4}$ eingeschaltet.

Die Uebersetzungsverhältnisse der mittleren Stufe oder mittleren Stufen werden so bestimmt, dafs sich von der Mindest- bis zur Höchstgeschwindigkeit annähernd eine gleichförmige verhältnismäfsige Steigerung ergibt, z. B. $1:2:3:4 = 0{,}25:0{,}42:0{,}66:1$.

Rückwärtsgang mit der kleinsten Geschwindigkeit. Man schaltet dann zwischen die sonst für diese Geschwindigkeit zu kuppelnden Räder 1 und 1' (Abb. 12 u. 13) ein Zahnrad c mit doppelt breitem Zahnkranz, das die Bewegung nur umkehrt, ohne das Uebersetzungsverhältnis zu ändern.

Bauliches. Die beiden Wellen auf Kugeln gelagert, mit dem kleinsten zulässigen Mittenabstand, und auf Beanspruchung durch die Zahndrücke berechnet. Die verschiebbaren Zahnräder werden auf Längskeilen geführt, die mit der Welle aus einem Stück bestehen. Naben möglichst lang, damit die Räder beim Verschieben nicht ecken.

Zahnradkränze im Einsatz gehärtet, bei gröfseren Rädern auf die Naben, gegebenenfalls auf eine gemeinsame Nabe gesondert aufgesetzt. Die Zähne werden, nachdem sie fertig bearbeitet sind, an den Kanten abgerundet, um das Einrücken zu erleichtern.

Gehäuse möglichst leicht und knapp, besonders sorgfältig gegen Oelverlust zu sichern. Von oben her durch einen Deckel zugänglich.

Schaltung des Getriebes durch Stangen, die mit Gabeln die Naben umfassen. Antrieb durch einen einzigen Hebel, der in einer doppelten Kulissenführung verstellbar ist (Mercedes-Schaltung). Die nicht benutzten Schaltstangen müssen in Mittellage gesichert sein.

Ausgleichgetriebe. Bei Kardanantrieb auf der Hinterachse (Abb. 14), die als Gehäuse ausgebildet ist. Die beiden Wellenstücke stehen miteinander durch ein Kegelräder-Ausgleichgetriebe in Verbindung, dessen Gehäuse das von dem Ende der Längswelle angetriebene Kegelrad trägt. Uebersetzung 1 : 2,5 bis 1 : 4, selten mehr, weil das Gehäuse klein sein soll. Verzahnung der grofsen Kegelräder, auf die gröfste vorkommende Umfangskraft zu berechnen, mit rd. 5- bis 7 facher Sicherheit wegen der Stöfse.

Die Längswelle am Getriebekasten mit einer Kreuzgelenkkupplung versehen, die öldicht eingekapselt wird. Ihr Gehäuse ist bei kleinen Wagen an ein Rohr angesetzt, das die Längswelle umschliefst und mit dem Hinterachsgehäuse fest verbunden ist. Bei gröfseren Wagen hat die Längswelle an beiden Enden Gelenke, von denen eins Längsverschiebungen zulassen mufs.

Abb. 14.

Abb. 15.

Abstützung der Hinterachse. Während der Fahrt wird die Hinterachse gegen den Wagenrahmen nach allen 3 Richtungen des Raumes verschoben. Das Rohr, das sie gegen den Rahmen abstützt, mufs daher an dem vorderen Ende kugelig gelagert werden. Die Schubkräfte beim Anfahren und Bremsen belasten diese Lager (Auflagerdrücke höchstens 80 kg/qcm), aufserdem Rückwirkung des treibenden oder bremsenden Drehmomentes an der Hinterachse.

Federn nach den bei Eisenbahnfahrzeugen für gekrümmte Blattfedern angewendeten Regeln zu berechnen. Die Federn müssen aber viel weicher sein. Gröfste Länge zwischen den Federenden bei den Vorderfedern rd. 800 bis 900, bei den Hinterfedern 1000 bis 1200 mm und darüber.

Lenkung. Das Wesen der bei Motorfahrzeugen allgemein angewendeten Achsschenkellenkung zeigt Abb. 15. Damit beim Fahren in einer Krümmung mit dem Halbmesser r kein Rad gezwungen wird, zu gleiten, mufs der Schnittpunkt M der Verlängerungen der beiden Lenkzapfen jederzeit auf der Verlängerung der festen Hinterachse liegen.

Da $\cot\alpha = \frac{1}{l}\left(r + \frac{b}{2}\right)$ und $\cot\beta = \frac{1}{l}\left(r - \frac{b}{2}\right)$,

so gilt, damit diese Bedingung erfüllt ist:

$$\cot\alpha - \cot\beta = \frac{b}{l}.$$

Wie Abb. 15 zeigt, kann man den einem gegebenen Winkel α entsprechenden Wert von β auch finden, ohne dafs man die in der Regel aufserhalb der Zeichenebene liegenden Punkte M aufsucht, denn der $\sphericalangle FCE = \beta$.

Beweis:

$$\cot\alpha = \frac{1}{\overline{GF}}\left(\overline{GE} + \frac{b}{2}\right), \quad \cot FCE = \frac{1}{\overline{GF}}\left(\frac{b}{2} - \overline{GE}\right).$$

Die obenstehende Bedingung läfst sich aber mit der üblichen Anordnung des Lenkgestänges, wobei zwei an den Lenkzapfen angreifende Hebel von gleicher Länge durch eine Gelenkstange zu einem Trapez verbunden werden (Abb. 15), nicht genau erfüllen.

Nach Untersuchungen von Lutz*) kann man für Werte von $\frac{l}{b}$ zwischen 1,5 und 2,5

bei einem gröfsten Lenkausschlag $\alpha_{max} = \beta_{max} =$	35°	40°	45°			
bei vor der Achse liegender Gelenkstange φ zwischen	58°	59°	60° und	69,5°	71°	72°
oder $\frac{x}{b}$ zwischen	0,8	0,84	0,9 und	1,3	1,4	1,5
und bei hinter der Achse liegender Gelenkstange φ zwischen	66°	67°	68° und	74,5°	75°	76,5°
oder $\frac{x}{b}$ zwischen	1,12	1,17	1,26 und	1,79	1,86	2,0

wählen, ohne dafs der Fehler der Lenkung 1° übersteigt.

In der Regel legt man die Gelenkstange hinter die Vorderachse, wo sie vor Beschädigung geschützt ist.

Die Zahlen sind für ein Verhältnis von $\frac{\text{Länge der Lenkhebel}}{\text{Abstand der Lenkzapfen}} = 0{,}14$ ermittelt, gelten aber auch hinreichend genau für Werte dieses Verhältnisses zwischen 0,11 und 0,17.

Bauliches. Da der Raddruck den Lenkzapfen um so ungünstiger beansprucht, je weiter die Spur des Rades vom Zapfen entfernt ist, so „stürzt“ man die Lenkräder, wodurch auch das Aussehen des Wagens verbessert wird. Bei Personenfahrzeugen laufen die Räder meist auf Kugellagern. Auf die Nabe der Lenkschenkel sind die Lenkhebel aufgekeilt, die mit Kugelköpfen an das Gestänge des Lenktrapezes sowie des Antriebes der Lenkung anschliefsen. Auf diese Verbindungen, die für die Sicherheit der Lenkung mafsgebend sind, ist besonders sorgfältig zu achten. Vor jeder Ausfahrt zu prüfen.

Vorschriften über die allgemeine Ausrüstung usw.

a) Die Verordnung über den Verkehr mit Kraftfahrzeugen vom 3. Februar 1910.

b) Die Anweisung über die Prüfung von Kraftfahrzeugen vom 3. Februar 1910.

c) Die Grundzüge für die zur Förderung der Einbürgerung von Armeelastzügen von der Heeresverwaltung zu gewährenden Prämien.

Für die Berechnung der Bremsen kann man annehmen, dafs jede der Bremsen imstande sein mufs, den Wagen bei einer Geschwindigkeit von 15 km/st in der Ebene auf höchstens 8 m Bremsweg zum Stehen zu bringen. Sind also

Q das Gesamtgewicht des Wagens in kg,

V die Fahrgeschwindigkeit in m/sk,

*) Der Motorwagen 1908 S. 699.

s der Bremsweg in m,
d der Durchmesser der Bremsscheibe in m,
D der Durchmesser der Treibräder in m,
so kann die erforderliche Bremsreibung B in kg auf dem Umfange der Bremsscheibe aus folgender Gleichung bestimmt werden:

$$\frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{2} = B s \frac{d}{D},$$

und wenn es sich um eine Getriebebremse mit einem Uebersetzungsverhältnis a zwischen der gebremsten Welle und den Hinterrädern handelt:

$$\frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{2} = B s \frac{d}{D} a.$$

Die gröfste zulässige Bremskraft darf nicht gröfser sein als die verfügbare Adhäsion, damit die gebremsten Räder nicht schleifen. Für die Räderbremse ist also

$$B \,.\, d \leqq \mu \,.\, Q_r \,.\, D\,; \qquad B \leqq \mu \,.\, Q_r \cdot \frac{D}{d}$$

und für die Getriebebremse

$$B \,.\, d \,.\, i \leqq \mu \,.\, Q_r \,.\, D\,; \qquad B \leqq \frac{\mu}{a} \cdot Q_r \cdot \frac{D}{d} \cdot$$

Bezüglich Q_r siehe oben.

Der Druck auf den Bremshebel kann, je nachdem, ob es sich um eine Handbremse oder eine Fufsbremse handelt, zwischen 8 und höchstens 30 kg betragen. Die Wege sind bei Handhebeln auf höchstens 500 mm zu bemessen, bei Fufshebeln wesentlich geringer. Dementsprechend ist die Uebersetzung des Bremsgestänges einzurichten. Wegen der möglichen Ueberbeanspruchungen ist bei der Berechnung der Hebel auf Festigkeit anzunehmen, dafs bei Handhebeln bis zu 40 kg, bei Fufshebeln bis zu 50 kg Druck ausgeübt werden können.

Elektromobile erhalten die Kraft zur Fortbewegung aus mitgeführten, besonders leicht gebauten Akkumulatorenbatterien. Sie zeichnen sich durch Geruch- und Geräuschlosigkeit und leichte Handhabung aus und werden vielfach im öffentlichen Verkehr sowie als Lastwagen verwendet. Sie sind wegen ihrer Batterie an geschlossene Gebiete gebunden. Aktionsradius je nach Wagen- und Batteriegröfse 60 bis 120 km. In Berlin gab es am 1. Januar 1914 475 Droschken, 120 Postfahrzeuge und 60 Feuerwehrfahrzeuge mit elektrischem Betrieb.

Für einen mittleren Stadtwagen oder eine Droschke kommen 40 Zellen der Gröfse 5 von 250 Amp/st Leistung in Betracht. Für einen schweren Lastwagen gewöhnlich 80 Zellen dieser Bauart. Ladespannung einer Zelle bis zu 2,75 V. Man wählt 40- oder 80zellige Batterien, damit vorhandene Netzspannungen von 110 oder 220 V mit den geringsten Verlusten beim Laden ausgenutzt werden. Entladespannung einer Zelle 2 bis 1,7 V. Spezifische Leistung etwa 30 Wst für 1 kg Zellengewicht.

Gewicht des Elektromobils bei kleineren Wagen etwas höher als bei Benzinfahrzeugen, bei grofsen Lastwagen ebenso grofs wie bei Benzinwagen. Anordnung der Batterie übersichtlich und leicht aus-

wechselbar. Ungeteilt entweder unter dem Wagen, vor dem Führersitz unter einer Haube oder unter dem Führersitz. Antrieb durch schnelllaufende Hauptstrommotoren mit einfacher Zahnradübersetzung auf die Vorder- oder Hinterräder. Vereinzelt auch durch langsamlaufende Motoren, die unmittelbar in die Vorder- oder Hinterräder eingebaut sind, sog. Radnabenmotoren, ohne Uebersetzung, also vollkommen geräuschlos. Die Motoren haben verhältnismäfsig geringe Leistung im Vergleich zu den Wagen mit Verbrennungsmaschinen, sind aber bis auf das Dreifache der normalen Leistung überlastbar.

Normalien eines leichten Fahrzeugakkumulators der Akkumulatorenfabrik A. G., Berlin-Hagen.

Gröfse Nr.*)		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Kapazität . . . Amp/st		100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
Ladestrom, höchstens Amp		20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Aufsenmafse der Zelle	Länge mm	36	51	66	81	96	112	127	142	157	173	188
	Breite mm	196	196	196	196	196	197	197	197	197	198	198
	Höhe**) mm	380	390	390	390	390	400	400	400	400	400	400
Gewicht einer Zelle mit Säure u. Verbindung kg		7	10	13	16	19	22,5	25,6	29	32,5	36	39
Preis einer Zelle einschl. Säure . . . . . ℳ		26,50	33	40	48	56	64	73	82	91	100	109

*) Die Gröfsennummer entspricht der Anzahl der positiven Platten, diejenige der negativen Platten ist stets um 1 gröfser.

**) Für Polschuhe und Ableitungen sind noch 15 mm zuzuschlagen.

6. ABSCHNITT.

Beleuchtung.

I. Messung und Berechnung von Licht- und Beleuchtungsstärken.

A. Erklärungen.

Die als Vektoren von einer punktförmig gedachten Lichtquelle in der entsprechenden Richtung aufgetragenen Lichtstärken bilden den **photometrischen Körper** der betreffenden Lichtquelle. Ist dieser ein Umdrehungskörper, so heifst die Lichtquelle eine symmetrische, im anderen Falle eine unsymmetrische. Meridianebenen schneiden die Oberfläche des photometrischen Körpers in Lichtausstrahlungskurven (Lichtverteilungskurven, Polarkurven).

Die Lichtstärke einer Lichtquelle wird angegeben als:

1. **Mittlere horizontale Lichtstärke** J_h. Sie ist das Mittel der Lichtstärken in einer zur Hauptachse — meist die lotrechte Achse — der Lichtquelle senkrechten Ebene, wobei die Ebene der gröfsten Lichtstärke genommen zu werden pflegt.

2. **Mittlere sphärische Lichtstärke** $J_{\bigcirc}$. Diejenige Lichtstärke, mit der eine Lichtquelle nach allen Richtungen gleichmäfsig strahlen müfste, damit der ausgestrahlte Lichtstrom $\Phi_{\bigcirc}$ gleich dem wirklich ausgesendeten ist. Es ist $\Phi_{\bigcirc} = 4\,\pi\,J_{\bigcirc}$.

3 **Mittlere hemisphärische Lichtstärke** $J_{\smile}$ (untere Halbkugel), $J_{\frown}$ (obere Halbkugel). Das Mittel der Lichtstärken auf die untere oder obere Kugelhälfte einer die Lichtquelle als Mittelpunkt umgebenden Kugel. Bezeichnen $\Phi_{\smile}$ und $\Phi_{\frown}$ die entsprechenden Lichtströme, so ist

$$\Phi_{\smile} = 2\,\pi\,J_{\smile};\ \Phi_{\frown} = 2\,\pi\,J_{\frown};\ J_{\bigcirc} = \frac{J_{\smile} + J_{\frown}}{2}\,.$$

B. Photometrische Einheiten.

Es bedeuten:

ω einen räumlichen Winkel,

S eine Fläche in qm; s eine Fläche in qcm, beide senkrecht zur Strahlenrichtung,

r eine Entfernung in m,

T eine Zeit in Stunden, t in Sekunden.

Folgende Zusammenstellung gibt dann die vom Verbande deutscher Elektrotechniker aufgestellten photometrischen Gröfsen und Einheiten:

Name	Erklärung	Zeichen	Einheit	Andere Benennungen
Lichtstärke	Die Lichtstärke der Einheitskerze in wagerechter Richtung	J	HK = Hefnerkerze	Licht- oder Leuchtkraft; Intensität
Lichtstrom	Der von der Einheitskerze durch den Raumwinkel $\omega = 1$ entsendete Lichtstrom	$\Phi = J\omega = \frac{J}{r^2} S$	Lm = Lumen	Lichtflufs, Licht- oder Strahlenmenge
Beleuchtung	Die von der Einheitskerze im Abstande von 1 m erzeugte Beleuchtung	$E = \frac{J}{r^2} = \frac{\Phi}{S}$	Lx = Lux (Hefnerlux)	Beleuchtungsstärke, Helligkeit
Flächenhelle	Die Lichtstärke einer Flächeneinheit der Lichtquelle	$H = \frac{J}{s}$	Kerzen auf 1 qcm	Glanz
	Das Verhältnis des auf ein beleuchtetes Flächenteilchen auftreffenden Lichtstromes zu seiner scheinbaren Gröfse	$e = \frac{\Phi}{S}$	Kerzen auf 1 qm	Flächenhelligkeit
Lichtabgabe	Lichtstrom × Zeit seines Bestehens	$Q = \Phi . T$	Lumenstunde	
Belichtung	Beleuchtung × Zeit ihres Bestehens	$j = E . t$	Luxsekunde	

Lichtstärke- und Beleuchtungseinheiten.

Die in Deutschland*) eingeführte Einheit der Lichtstärke ist die **Hefnerkerze** „HK“ von v. Hefner von Alteneck (von der Reichsanstalt geeicht), eine Amyl-Acetat-Lampe mit 40 mm Flammenhöhe und 8 mm Dochtdurchmesser brennend in **kohlensäurefreier** Luft bei einem Feuchtigkeitsgehalt von 8,8 l H_2O auf 1 cbm Luft. Die Lampe ist vom Luftdruck von 740 bis 780 mm Q.-S. so gut wie unabhängig, wird jedoch vom Feuchtigkeits- und Kohlensäuregehalt nicht unerheblich beeinflufst.

Für die Umrechnung der seit 1909 (bestätigt 1911 durch internationale Lichtmefskommission) neben der HK gebräuchlichen Lichtstärkeneinheiten gilt Tafel 1.

*) Physikalische Reichsanstalt, Verband deutscher Elektrotechniker, Verein der Gas- und Wasserfachmänner Deutschlands, Internationaler Elektrotechnikerkongrefs in Genf 1896.

Tafel 1.

Lichtstärke, gegeben in	1. HK	2. Carcel	3. Standard-Kerze usw.
1. Hefnerkerze (HK)	1	0,093	0,900
2. Carcel, Frankreich	10,75	1	9,65
3. Standard-Kerze (intern. Kerze). Bougie décimale. American Candle. Pentane Candle	1,11	0,104	1

Die Beleuchtungsstärken werden in Deutschland in Lux gemessen; für Umrechnungen dient Tafel 2, berechnet mit foot = 0,3048 m.

Tafel 2.*)

Beleuchtungsstärke, gegeben in	1. Lux	2. Hefner-foot	3. Carcel-mètre	4. International-od. Standard-Candle-foot	5. International-Candle-meter, Bougie-mètre
1. Lux (Hefner-Lux)	1	0,0926	0,093	0,0834	0,9009
2. Hefner-foot	10,79	1	1,005	0,9009	9,71
3. Carcel-mètre	10,75	0,995	1	0,965	9,65
4. International-Standard-Candle-foot	11,98	1,11	1,034	1	10,79
5. International - Candle - meter, Bougie-mètre	1,11	0,103	0,1035	0,0926	1

C. Lichtmessungen.**)

Die Lichtstärkenmessung punktförmiger Lichtquellen beruht auf dem Satz:

Geben 2 Lichtquellen gleichen Flächen gleiche Beleuchtung, so verhalten sich ihre Lichtstärken wie die Quadrate ihrer Entfernung von den beleuchteten Flächen.

Für parallele Lichtbündel (Sonnenstrahlen, Scheinwerfer) gilt das Entfernungsgesetz nicht mehr; alle Parallelschnitte durch das Lichtbündel ergeben vielmehr unter Vernachlässigung von Streuung und Absorption gleiche Beleuchtungsstärken.

Licht- und Beleuchtungsstärken werden mittels **Photometer** gemessen. An Stelle des früher vielfach üblichen Bunsenschen Fettfleck-

*) Journ. Gasb.-Wasserv. 1907 S. 1146 und 1909 S. 1101.

**) Näheres Liebenthal, Praktische Photometrie.

photometers werden jetzt mit dem Lummer-Brodhun schen Würfel ausgerüstete Photometer verwendet. Beim Vergleichen verschiedenfarbiger Lichtquellen sind besondere Mefsverfahren anzuwenden.

Um Polarkurven zu ermitteln, sind die Lichtquellen in verschiedenen Ebenen unter verschiedenen Winkeln zu messen. Zur Bestimmung der mittleren sphärischen und hemisphärischen Lichtstärken durch eine Messung dient das **Kugelphotometer** von Ulbricht **(Ulbrichtsche Kugel).***)

Um Messungen von Beleuchtungstärken im Freien auszuführen, sind tragbare Photometer im Gebrauch, sog. **Strafsenphotometer.****)

Genaue Messungen erfordern umfangreiche Einrichtungen.***)

D. Berechnung von Lichtstärken und Beleuchtung.

1. Mittlere sphärische und hemisphärische Lichtstärken.

Die mittlere räumliche Lichtstärke wird aus einer mittleren Polarkurve gefunden. Bei annähernd symmetrischen Lichtquellen (z.B. Bogenlampen mit übereinanderstehenden Kohlen) ergibt sich die mittlere Polarkurve als Mittel der Messung in einer lotrechten Ebene. Bei stark unsymmetrischen Lampen (z.B. Bogenlampen mit nebeneinanderstehenden Kohlen) als Mittel von Messungen in mindestens zwei aufeinander senkrecht stehenden lotrechten Ebenen.

a. Graphisches Verfahren von Rousseau (genaue Methode).

Bezeichnet J_α die Lichtstärke einer Polarkurve unter dem Winkel α gegen die Senkrechte (Abb. 1), so ist:

Abb. 1.

$$J_{\bigcirc} = \frac{1}{2r}\int_0^\pi J_\alpha \sin\alpha \,.\, r \,.\, d\alpha.$$

$$J_{\bigcirc} = \frac{\text{Fläche } abc}{2r}.$$

$$J_{\ominus} = \frac{\text{Fläche } edc}{r}.$$

$$J_{\ominus} = \frac{\text{Fläche } abde}{r}.$$

Ermittlung der Fläche I. Bd. S. 132, Abschn. Mathematik.

b. Rechnerisches Verfahren.†)

(Genauigkeit: Fehler meist kleiner als 3 %.)

Werden einer Polarkurve die Lichtstärken in gleichen Winkelabständen (z. B. von 30 zu 30°) entnommen, so ist angenähert

*) Vgl. Vorschriften des Verbandes deutscher Elektrotechniker für die Lichtmessung von Glühlampen und für die Photometrierung von Bogenlampen, ETZ 1907 S. 304.

**) Brodhunsches Strafsenphotometer ETZ 1905 S. 1051.

***) Physikalische Reichsanstalt, Laboratorien der Hochschulen und gröfserer Lampenfabriken; ETZ 1908 S. 12.

†) ETZ 1906 S. 122.

$$J_{\bigcirc} = 0{,}017\ (J_{0^\circ} + J_{180^\circ}) + 0{,}1295\ (J_{30^\circ} + J_{150^\circ}) + 0{,}224\ (J_{60^\circ} + J_{120^\circ}) + 0{,}259\ J_{90^\circ},$$

$$J_{\ominus} = 2\ [0{,}017\ J_{0^\circ} + 0{,}1295\ (J_{30^\circ} + J_{82{,}5^\circ}) + 0{,}224\ J_{60^\circ}].$$

2. Beleuchtung.

Von der durch eine Lichtquelle erzielten Beleuchtung ist von besonderer praktischer Bedeutung die Beleuchtung einer wagerechten und lotrechten Fläche, die **Horizontal-** oder **Bodenbeleuchtung** E_H und **Vertikalbeleuchtung** E_V genannt werden. Die Beleuchtung der senkrecht zum Lichtstrahl stehenden Fläche heifst **Normalbeleuchtung** E_N und hat nur theoretisch und als Rechnungsgrundlage Wert (Abb. 2).

Die Horizontalbeleuchtung ist im Gegensatz zur Vertikalbeleuchtung ein eindeutiger Wert.

a. Beleuchtung durch eine Lichtquelle.

In Abb. 2 sei:

J_α Lichtstärke unter einem beliebigen Winkel α,
$OL = h$ Lichtpunkthöhe über der wagerechten Ebene H,
$OP = a$ Abstand des von der Richtung von J_α getroffenen Punktes P der wagerechten Ebene von dem Lampenfufspunkt O,
$LP = r$ Abstand der Lichtquelle von P,
β Winkel zwischen der zu $OP \perp$ Vertikalebene V und einer beliebigen, durch P gehenden Vertikalebene V'.

Abb. 2.

Bei gegebener Lichtverteilung berechnet sich dann die hervorgerufene Beleuchtung E_H und E_V aus

$$E_H = \frac{J_\alpha}{r^2} \cos\alpha = \frac{J_\alpha \,.\, h}{(a^2 + h^2)^{3/2}} = \frac{J_\alpha \cos^3\alpha}{h^2},$$

$$E_V = \frac{J_\alpha}{r^2} \sin\alpha \cos\beta = \frac{J_\alpha \,.\, a \,.\, \cos\beta}{\sqrt{a^2 + h^2}} = \frac{J_\alpha \sin^3\alpha}{a^2} \cos\beta.$$

Für $\beta = 0$ wird $E_V = E_{V\,max}$.

$$E_N = \sqrt{E_H^2 + E^2_{V\,max}} = \frac{J}{r^2}.$$

Für α empfiehlt sich je nach der gewünschten Genauigkeit ein Winkelabstand von 5 oder 10°*)

*) Methode zur Berechnung der Vertikalflächenbeleuchtung aus der Horizontalbeleuchtung, ETZ 1910 S. 584.

Werte für $\cos^3 \alpha$.

α^0	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
$\cos^3 \alpha$	1	0,99	0,96	0,90	0,83	0,74	0,65	0,55	0,45	0,35	0,27	0,19

α^0	60	65	70	75	80	85	90
$\cos^3 \alpha$	0,13	0,075	0,04	0,017	0,0052	0,00066	0,0

b. Beleuchtung durch mehrere räumlich getrennte Lichtquellen.

Bei mehreren Lichtquellen $L_1 \ldots\ldots L_n$ wird die resultierende Beleuchtung E in einem Punkte als Summe der Einzelbeleuchtungen $e_1 \ldots\ldots e_n$ in dem Punkte erhalten

$$E = \sum_1^n e.$$

c. Mittlere Flächenbeleuchtung bei unmittelbarer Bestrahlung.*)

Die zu beleuchtende Fläche wird in n gleich grofse Rechtecke geteilt, wobei die in praktischen Fällen meist vorhandene Symmetrie die Rechnung vereinfacht (Abb. 3). Für den Mittelpunkt eines jeden Rechtecks wird mit Hülfe von Beleuchtungstafeln oder Kurven, die nach vorstehenden Angaben aus der Lichtverteilungskurve oder aus Beleuchtungsmessungen ermittelt sind, die entsprechende Horizontalbeleuchtung E_H berechnet. Die mittlere Beleuchtung ergibt sich dann zu

Abb. 3.

$$E_m = \frac{\sum_1^n E_H}{n}.$$

Bei Innenräumen von kleineren und mittleren Abmessungen wird die Beleuchtung durch Rückstrahlung verstärkt. Diese Vergröfserung der Beleuchtung kann bei mäfsig hellen Wänden und Decken mit 10 bis 20 % und bei besonders hellen mit 20 bis 50 % geschätzt werden.

d. Flächenbeleuchtung bei mittelbarer Bestrahlung.

Es wird die Horizontalbeleuchtung der reflektierenden Fläche bestimmt. Diese stellt dann selbst eine Lichtquelle dar, bei der die einzelnen Flächenteilchen eine kreisförmige Lichtverteilungskurve besitzen. Das Verhältnis zwischen empfangener und reflektierter Licht-

*) Weitere Verfahren unter Benutzung des Lichtstroms ETZ 1906 S. 493 u. 1129 angenäherte Methode) und 1910 S. 234 u. 267.

menge hängt von der Art des Anstrichs und der Farbe der primären Lichtquelle ab. Versuche haben für rein weifses Licht ergeben:

Oberfläche	Reflexionsvermögen in %
Rein weifs	70
Helle Farbe neu	60
Helle Farbe nach längerem Gebrauch .	40 bis 50

Eine genaue Berechnung ist umständlich und erfolgt daher zweckmäfsig angenähert auf Grund von Messungen an ausgeführten Anlagen (S. 831 Tafel 3).

e. Beleuchtungskurven und Ungleichmäfsigkeit.

Die Verbindungslinien der Endpunkte der längs einer Geraden in den entsprechenden Punkten als Ordinaten aufgetragenen Beleuchtungswerte heifsen **Beleuchtungskurven** (Abb. 4). Sie geben ein anschauliches Bild der Beleuchtung in den einzelnen Richtungen (Streckenbeleuchtung) und lassen die Wirkung einer Lichtquelle hinsichtlich der **Ungleichmäfsigkeit** — Verhältnis des Gröfstwertes zum Kleinstwert — der erzielten Beleuchtung beurteilen, wobei es auch auf die Entfernung der Punkte mit der gröfsten und geringsten Beleuchtung ankommt.

Abb. 4.

Die Verbindungslinien der Punkte einer Fläche gleicher Beleuchtungsstärken werden **Isoluxkurven** genannt und gewähren ein Bild über den Verlauf der Flächenbeleuchtung.

f. Einflufs von Lampenhöhe und -abstand.

Mit zunehmender Lichtpunkthöhe sowie Vergröfserung des Lampenabstandes wird die Ungleichmäfsigkeit der Beleuchtung und die mittlere Horizontalbeleuchtung kleiner. Der Ungleichmäfsigkeitsgrad der Bodenbeleuchtung bei Lampen mit ähnlicher Lichtausstrahlungskurve ist derselbe bei gleichem Verhältnis von Lichtpunkthöhe h zum Lampenabstande a. Die Aufhänghöhe läfst sich aus der Polarkurve so berechnen, dafs an der Stelle der geringsten Beleuchtung diese ein Maximum wird; es pflegt dann jedoch meist die mittlere horizontale Beleuchtung nicht ausreichend zu sein.

II. Beleuchtungsarten.

A. Allgemeines über Lampen für flüssige Brennstoffe und Gase.

Im Gegensatz zu den Brennern für offene selbstleuchtende Flammen, wie z. B. Kerzen, Schnittbrenner (Auto-Inkandeszenzbeleuchtung),

stehen die Glühlichtbrenner (Inkandeszenzbeleuchtung), die nach dem Grundsatz des Bunsenbrenners gebaut sind.

Der Charakter der Lichtverteilungskurven bei Glühkörpern (Abb. 5) ist so gut wie unabhängig vom Brennstoff, beim stehenden auch von der Brennerbauart; beim hängenden zeigen sich bei den verschiedenen Brennern gröfsere Unterschiede. Der stehende Glühkörper hat, sofern es sich nicht um mittelbare Beleuchtung handelt, den Nachteil, dafs ein grofser Teil seines Lichtes nach oben ausgestrahlt wird. Die Ungleichmäfsigkeit der Horizontalbodenbeleuchtung ist wesentlich kleiner als beim hängenden Glühkörper.

Abb. 5.

—— Stehender } Glühkörper
---- Hängender } ohne Reflektor

Beim stehenden Glühkörper ohne Reflektor beträgt

$$J_{\bigcirc} = 0{,}75\, J_h, \qquad J_{\smile} = 0{,}70\, J_h,$$
$$J_{\frown} = 0{,}80\, J_h,$$

beim hängenden

$$J_{\bigcirc} = 0{,}8 \text{ bis } 0{,}95\, J_h, \qquad J_{\smile} = 1{,}05 \text{ bis } 1{,}2\, J_h.$$

Einflufs von Reflektoren und Glocken S. 828.

Die Aenderung der Lichtstärke der Glühkörper mit der Benutzungsdauer ist bei den einzelnen Fabrikaten verschieden.*) Im Mittel wächst die Leuchtkraft innerhalb der ersten 100 Brennstunden um 5 % und nimmt nach 500 Stunden um 20 % ab.

Die Zahlen unter B. und C. für die Lichtstärke und den Brennstoffverbrauch sind Mittelwerte, da Beschaffenheit des Brennstoffes, (Heizwert, spezifisches Gewicht), die Lampenbauart (Brennergröfse, Docht, Zylinderabmessungen usw.), Pressung des Brennstoffes, Witterungsverhältnisse und vor allem die Glühkörperart (aus Baumwolle, Ramie oder Kunstseide) von nicht unerheblichem Einflufs sind.

B. Lampen für flüssigen Brennstoff

haben den Vorzug leichter Beweglichkeit und des Fortfalls kostspieliger Brennstoffleitungen. Die Bedienungskosten sind im allgemeinen höher als bei Gas und elektrischem Licht.

1. Petroleumlampen.

Petroleum ist fast überall leicht erhältlich.

a) **Gewöhnliche Petroleumlampen** mit Dochtrundbrenner ohne und mit Brandscheibe liefern ohne Glocke mit Klarglaszylinder Lichtstärken von**) $J_h = 8$ bis 50 HK und werden handelsmäfsig als 6'''- bis 30'''- (''' = linig) Brenner bezeichnet. Der Brennstoffverbrauch beträgt etwa 2,5 bis 3 g/HKst. Als Tischlampen sind 10'''- bis 16'''-Brenner mit $J_h = 14$ bis 22 HK gebräuchlich.

*) Vgl. Vorschriften für die Prüfung von Gasglühlichtkörpern des Deutschen Vereins von Gas- und Wasserfachmännern, Journ. Gasb.-Wasserv. 1901 S. 697.

**) Lichtausstrahlung und Beleuchtung bei transportablen Tischlampen, Journ. Gasb.-Wasserv. 1908 S. 61.

b) **Glühlichtlampen** (Hasag, Keros, Spiellichtlampen u. a.) mit Vergaser werden gebaut als:

α) drucklose Lampen, bei denen der Brennstoff aus über der Lampe angeordnetem Behälter dem Brenner unter natürlichem Druck zufliefst. Lichtstärke $J_h = 150$ bis 1000 HK mit 0,5 bis 0,4 g/HKst Brennstoffverbrauch.

β) Drucklampen, bei denen durch Einpumpen von Luft der Behälter unter Druck gesetzt wird oder zur Erzielung längerer Brenndauer ein unter Luft- oder Kohlensäuredruck stehender gröfserer Petroleumbehälter besonders aufgestellt und mit den Lampen durch Rohrleitung verbunden ist.

Das Anzünden mittels Spiritus dauert 4 bis 5 min, jedoch sind auch schon Lampen mit selbsttätiger Zündung erhältlich, bei denen sofort nach dem Anzünden des Vorwärmespiritus das Petroleumventil geöffnet werden kann, und die Lampe dann nach etwa 3 bis 4 min selbsttätig zu leuchten beginnt. Als Brennstoff ist möglichst nur russisches Petroleum, spez. Gewicht i. M. 0,80 (paraffinarmes), zu verwenden. Die Lampen haben sich als Starklichtbeleuchtung und J_h bis zu 2000 HK bei guter Wartung bewährt. Der Verbrauch beträgt bei stehendem Glühkörper 0,6 bis 0,4 g/HKst, bei hängendem Glühkörper etwa 0,5 bis 0,3 g/HKst. Die gröfseren Lampen rauschen beim Brennen und sind daher für Innenbeleuchtung nur in beschränktem Mafse verwendbar, z. B. nicht für Konzert- und Vortragssäle, während kleine Lampen so gut wie völlig ruhig brennen.

2. Benzollichtlampen

haben gegenüber den Petroleumlampen den Vorteil der Verwendung eines chemisch einheitlich zusammengesetzten Brennstoffes, so dafs Störungen im Vergaser sicherer vermieden werden. Zur Erniedrigung des bei $+ 3^0$ C liegenden Erstarrungspunktes des Benzols wird Toluol oder Xylol zugesetzt. Die Lampen mit hängendem Glühkörper sind in Lichtstärken von 40 bis 1450 HK erhältlich mit einem Brennstoffverbrauch von 0,6 bis 0,3 g/HKst. Beim Anzünden ist Vorwärmung durch Spiritus erforderlich.

3. Spirituslampen

sind geruchfrei und blaken nicht. Der Brennstoff soll möglichst hochprozentig, 90 bis 95 % in Vol.-Proz. sein. Gebaut werden:

a) **Glühlichtlampen** mit Dochtvergaser und stehendem sowie hängendem Glühkörper für Lichtstärken $J_h = 30$ bis 80 HK; Brennstoffverbrauch 0,002 l/HKst bei Stehlicht und 0,001 l/HKst bei Hängelicht.

b) **Glühlichtlampen** mit über dem Glühkörper liegendem Brennstoffbehälter als Steh- und Hängelicht. Uebliche Brennergröfsen:

	Stehlicht		Hängelicht	
J_h in HK . . . . =	150	250	50	80
Brennstoff in l/HKst =	0,0011	0,0005	0,0013	0,0013.

4. Lampen für Leichtöle (Gasolin, Ligroin u. a.),

sog. dochtlose Lampen, sind für Arbeitsplätze im Freien u. dgl. geeignet.

C. Lampen für gasförmigen Brennstoff.

Einwandfreies Brennen der Lampen wird nur bei einem bestimmten Gasdruck, Heizwert und spez. Gewicht des Gases erzielt. Es sind daher Regulierdüsen an den Brennern sowie selbsttätige Druckregler möglichst nahe an der Verbrauchstelle empfehlenswert. Die Wirtschaftlichkeit steigt im allgemeinen mit höherem Gasbrenndruck, die Bauart der Brenner mufs jedoch dem Gasdruck angepafst sein.

1. Steinkohlengaslampen für niedrigen Druck.

Der Gasdruck beträgt im allgemeinen in Deutschland 30 bis 60 mm, in England 80 bis 100 mm W.-S. Die Zahlenangaben beziehen sich auf 40 mm Druck und einen oberen Heizwert von 5200 WE f. 1 cbm bei 0^0 und 760 mm Q.-S. Luftdruck.

a) **Schnitt- und Argandbrenner** (12 bis 40 HK) erfordern wenig Wartung, sind jedoch wegen des hohen Gasverbrauchs von 12 bis 8 l/HKst selten und nur in ganz untergeordneten Räumen sowie in Betrieben mit starken Erschütterungen oder reichlicher Staubentwicklung am Platze.

b) **Stehendes Glühlicht.** Der ursprüngliche Auerbrenner mit 1,5 l/HKst ist durch Brenner mit verbesserter Gasluftmischung (Gobo-Olso-Brenner u. a.) verdrängt worden. Gasverbrauch 1 l/HKst. Handelsmäfsige Brennergröfsen $J_h = 30$, 60, 125, 160 HK.

c) **Hängendes Glühlicht** hat gegenüber stehendem Glühlicht den Hauptvorzug höherer Wirtschaftlichkeit, zeigt jedoch gröfsere Empfindlichkeit gegen Druck- oder Heizwertschwankungen (z. B. infolge erhöhten Wassergaszusatzes). Die Brenner erhalten daher von Hand zu bedienende oder selbsttätige Vorrichtungen zur Einstellung des Druckes und der Luftzufuhr.

Uebliche Brenner						
	$J_h =$	30	50	100	200	330 HK
	Gas =	1,0	1,0	0,85	0,7	0,7 l/HKst.

Die grofsen Einheiten tragen die Bezeichnung „Niederdruckintensivlampen“, es werden zur Erzielung stärkerer Lichtquellen bis 4 Brenner in einer Lampe vereinigt, die einzeln löschbar sind (Abend- und Nachtflammen).

2. Steinkohlengaslampen für höheren Druck (Prefsgas- und Prefsluftlicht).

Mit Prefsgas von 1000 bis 2000 mm Druck W.-S. (meist üblich 1450 mm) werden grofse Lichtstärken bei geringstem spezifischen Gasverbrauch erzielt. Prefsgas wird der Verwendung von Prefsluft wegen der geringeren Abmessungen der Leitungen und der Kompressionsapparate vorgezogen. Zudem bedeutet die Prefsgasleitung eine Entlastung des vorhandenen Niederdrucknetzes. Prefsluft hat dagegen den Vorteil, dafs die Lampen ohne weiteres an die gewöhnliche Gasleitung angeschlossen werden können.

Zur Pressung des Gases oder der Luft werden umlaufende Gebläse — Colonia-, Keith-, Millenium-, Pharos-, Pintschprefsgasapparate u. a. — verwendet. Der Antrieb erfolgt durch Elektro-

motor oder Gasmaschine. Für kleine Anlagen sind auch Wassermotoren in Gebrauch. Der Kraftbedarf usw. bei einem Druckunterschied von 1000 mm W.-S. ist für umlaufende Gebläse in Tafel I zusammengestellt.

Tafel 1.

Stündl. Ansaugeleistung in cbm	5	10	20	40	65	100
Kraftbedarf in KW einschl. Motor	0,2	0,3	0.5	1,0	1,4	1,8
Umdrehungen in der Minute . .	750	570	550	550	520	480
Raumbedarf in cm Grundfläche .	80 × 30	55 × 50	70 × 60	150 × 60	170 × 70	185 × 80

Wegen der höheren Lichtausbeute finden fast ausschliefslich hängende Glühkörper Verwendung. Die Lampen werden 1- bis 3flammig gebaut mit Lichtstärken von $J_h = 100$ bis 5000 HK. Der spezifische Gasverbrauch beträgt bei 1450 mm Druck W.-S., auf 40 mm Druck umgerechnet, bei Brennern mit $J_\sigma > 1000$ HK:

bei hängendem Glühkörper 0,5 bis 0,45 l/HK$_\sigma$-st,
bei stehendem Glühkörper 0,8 l/HK$_\sigma$-st (für mittelbare Beleuchtung),
Prefsluftbedarf etwa 1 l/HKst,
die Lebensdauer der Glühkörper 200 st.

Zündflammen erfordern bis 14 l/st.

3. Lampen für andere Gasarten als Steinkohlengas.

Es werden für Beleuchtungszwecke u. a. noch verwendet:

a) **Wassergas** wird karburiert dem Steinkohlengas zugesetzt. Zur unmittelbaren Beleuchtung mit Glühkörpern kann es nur bei völliger Entfernung von Eisenkohlenoxyd verwendet werden. Der Verbrauch beträgt bei stehendem Glühkörper etwa 1,5 bis 2 l/HKst.

b) **Luftgas** (Aërogen-Benoid-Gas, Pentair u. a.) eignet sich ebenso wie Azetylengas (unter c) für zentrale Lichtversorgung kleinerer Anlagen; der übliche Gasdruck beträgt 140 mm W.-S. Gebaut werden:

1. Brenner mit stehendem Glühkörper für $J_h = 30$ bis 500 HK; Brennstoffverbrauch 1,7 bis 2 l/HKst;
2. Brenner mit hängendem Glühkörper für $J_h = 50$ bis 120 HK; Brennstoffverbrauch 1,4 bis 1,5 l/HKst.

c) **Azetylengas***) brennt mit leuchtender Flamme und liefert in Lochbrennern bei 80 mm Druck W.-S. Lichtstärken $J_h = 12$ bis 75 HK bei 0,85 bis 0,55 l/HKst. Stehendes Glühlicht in Lichtstärken $J_h = 20$ bis 100 HK verbraucht bei gleichem Druck 0,25 l/HKst.

Um die Gefährlichkeit des geprefsten Azetylens zu vermeiden, kann unter Erhöhung der Aufnahmefähigkeit der Behälter **Acétylène**

*) Zu beachten Polizeiverordnung für Deutschland vom 1. X. 1905 betr. die Herstellung usw. von Azetylen.

dissous sog. **Autogas***) (in Azeton gelöstes Azetylen) mit Vorteil verwendet werden.

Unter verschiedenen Namen werden bewegliche Azetylenentwickler in Verbindung mit einem Scheinwerferbrenner für Lichtstärken bis 3000 HK gebaut, die sich für Streckenbeleuchtung eignen (Nordlicht).

d) **Oel- oder Fettgas** — vielfach für Eisenbahnwagenbeleuchtung angewendet (S. 834) — gibt (verdichtet auf 10 at Ueberdruck): in Lochbrennern Lichtstärken J_h bis 15 HK, bei einem Verbrauch von 5 l/HKst, bei hängendem Glühkörper Lichtstärken J_h bis 80 HK bei einem Verbrauch von 0,5 l/HKst. Der Brenndruck beträgt bei Glühlicht meist 150 bis 300 mm W.-S. Bei Verwendung eines Druckes von 1500 mm sinkt der Verbrauch auf 0,2 l/HKst.

Bei offenen Flammen empfiehlt sich die Verwendung von **Mischgas** = Oelgas-Azetylen mit einem Verbrauch von 2 l/HKst bei dem meist üblichen vol. Mischungsverhältnis von 3 : 1.

D. Elektrische Lampen.

Die Hauptvorzüge der elektrischen Lampen sind die bequeme und betriebsichere Ein- und Ausschaltbarkeit, kein oder nur geringer Sauerstoffverbrauch und die geringe Wärmeentwicklung (vgl. S. 830 Tafel 2).

1. Glühlampen.**)

a. Allgemeines.

Lichtverteilung und Brenndauer.

Die von der Fadenanordnung abhängige Lichtverteilung ist meist symmetrisch zur Lampenachse. Die Polarkurve bei der meist üblichen Anordnung auf der Mantelfläche eines Zylinders gleicht der für stehende Glühkörper (Abb. 5, S. 814). Es ist bei Lampen ohne Reflektor:

für Kohlenfadenlampen $J_{\bigcirc} = 0{,}75$ bis $0{,}79\ J_h$;

für Metallfadenlampen $J_{\bigcirc} = 0{,}79\ J_h$; $J_{\smile} = 0{,}82\ J_h$.

Es sind jedoch auch Lampen mit kegelförmiger Fadenanordnung, sog. Fokus-Axis-Lampen u. a., erhältlich, bei denen der Gröfstwert der Lichtausstrahlung senkrecht unter der Lampenachse liegt, daher für Tischbeleuchtung u. dgl. besonders geeignet.

Einflufs von Reflektoren und Glocken S. 828.

Nach einer meist geringen anfänglichen Zunahme nimmt die Lichtstärke und auch die Lebensdauer mit der Zeit um so schneller ab, je niedriger der spezifische Effektverbrauch ist; dieser wiederum ändert sich angenähert umgekehrt wie die Lichtstärke.

Nutzbrenndauer wird die Brennzeit genannt, innerhalb der sich J_h um 20 % verringert, **Lebensdauer** die Zeit bis zum Durchbrennen der Lampe.

Verhalten bei Spannungsänderungen.

Spannungsänderungen beeinflussen die Lichtstärke in gleichem Sinne (Abb. 6). **Spannungsüberschreitungen** verringern die Nutz- und

*) Ueber versandfähige Leuchtgase vgl. Glaser Ann. 1911, Bd. 68 S. 87.

**) Vorschriften über die Lichtmessung von Glühlampen ETZ 1910 S. 303. Ueber die Strahlungseigenschaften vom Energiestandpunkt vgl. Journ. Gasb.-Wasserv. 1910 S. 924 und ETZ 1911 S. 266.

Lebensdauer wesentlich. Bei häufigen Spannungschwankungen sind somit die Lampen zweckmäfsig für die höheren Spannungen zu wählen, wobei der Spannungsabfall in den Leitungen zu berücksichtigen ist.

Schaltung. In Reihen dürfen nur Lampen verwendet werden, die bei der angegebenen Mefsspannung gleiche Stromstärke aufnehmen (Serienlampen). Reihenschaltung, auch in gröfserer Zahl, ist unter Einbau von Kurzschliefsern oder Ersatzwiderständen zulässig (vgl. auch S. 823 die Angaben über Konstantstromtransformator).

Abb. 6.

Verhalten bei verschiedenen Stromarten. Das Verhalten der Glühlampen ist von der Stromart — Gleich- oder Wechselstrom gebräuchlicher Periodenzahl — unabhängig. Die mit abnehmender Periodenzahl zunehmenden Lichtschwankungen sind geringer bei dicken Fäden. Bei 25 Perioden und 220 V können noch Kohlenfadenlampen bis 16 HK und Metallfadenlampen bis 32 HK verwendet werden. Bei noch niedrigeren Periodenzahlen empfiehlt sich Reihenschaltung von Lampen für geringere Spannung.

Fassung und Aufdruck.

Uebliche Normalsockel sind die **Edisonsockel** (Gewinde) in den Gröfsen Zwerg-, kleines, normales, Goliathgewinde und die **Swanfassung** (Bajonett). Eine Lockerung der Lampen mit Edisonfassung ist auch bei Erschütterungen — in diesem Falle geriffeltes Gewinde — nicht zu befürchten; die Swanfassung ermöglicht ein schnelleres Auswechseln der Lampen.

Der Aufdruck der **Mefsspannung** auf dem Sockel — bei der die Lampe die vorgeschriebene Lichtstärke gibt — ist zweckmäfsiger als derjenige der **Bestell-** oder **Netzspannung,** wie vielfach üblich.

Die Zahlen unter b. und c. für Lichtstärke und Effektverbrauch sind Anfangswerte, für Brenndauer Mittelwerte und beziehen sich auf Klarglasglocken normaler Gröfse (Birnen- oder Kugelform). Glocken kleineren Inhalts, z. B. in Röhren- oder Kerzenform, sowie mattierte Lampen haben geringere Brenndauer. Verringerung der horizontalen Lichtstärke bei mattierten Lampen etwa 10 % und der mittleren sphärischen Lichtstärke etwa 5 %.

b. Kohlenfadenlampen.*)

In Lichtstärken bis 100 HK bei Spannungen bis 250 V erhältlich mit einem Verbrauch von 3,5 W/HK bei gewöhnlichen Kohlenfadenlampen und 2,5 W/HK bei metallisierten Kohlenfadenlampen sind so gut wie völlig durch die Metallfadenlampen verdrängt.

*) Ueber die technischen Bedingungen für die Lieferung ETZ 1907 S. 1016.

c. Metallfadenlampen.

Die Fäden der widerstandsfähigsten Erzeugnisse bestehen aus gezogenem Wolframdraht und werden als Metalldrahtlampen bezeichnet. Die grofse Widerstandsfähigkeit gegen Erschütterungen scheint mit der Brenndauer etwas nachzulassen.

1. 1-Watt Metalldrahtlampen. Ihre Lebensdauer pflegt mit 1000 st angegeben zu werden, ist jedoch vielfach, zumal bei günstigen Spannungsverhältnissen, erheblich höher, so dafs häufig mit der Nutzbrenndauer von 1500 st (20 % Lichtabnahme) gerechnet werden kann.

Innerhalb der ersten 1000 st beträgt die Lichtabnahme nur etwa 6 % bei einer Verringerung des Effektverbrauchs von etwa 1 bis 2 %.

Der Einflufs von Spannungschwankungen*) auf die Lichtstärke ist wesentlich geringer als bei den Kohlenfadenlampen (Abb. 6, S. 818). Angenähert ist $J_h = \text{konst.}\ E^4$. Der Spannungsabfall in den Leitungen kann daher, gleiche Lichtschwankungen vorausgesetzt, 50 % höher genommen werden als bei Kohlenfadenlampen. Bei Stromlieferung aus Sammlern kann bei passender Wahl der Lampenspannung ein Zellenschalter entbehrt werden, ohne dafs merklich wahrnehmbare Lichtänderungen auftreten.

Die Lampen werden gebaut für Spannungen bis 250 V mit Lichtstärken $J_h = 5$ bis 1000 HK bei 110 V und $J_h = 10$ bis 1000 HK bei 220 V.

Der Effektverbrauch beträgt bei besten Lampen:

110 V		220 V	
10 HK	1,25 W/HK	16 HK	1,25 W/HK
16 „	1,1 „	25 bis 32 HK . .	1,2 „
25 bis 50 HK . .	1,0 „	50 „ 100 „ . .	1,1 „

bis 220 V

200 bis 1000 HK . . . 1,0 bis 0,85 W/HK.

Der Stromverbrauch der Fokus-Axis-Lampen (vgl. S. 818, 1 a), die in Gröfsen von 32 bis 75 HK hergestellt werden, ist der gleiche wie bei den vorgenannten.

Die hochkerzigen Lampen von 200 bis 1000 HK, vielfach **Intensiv-** oder **Effektlampen** genannt, sind schon bei niedrigen Strompreisen von etwa 10 Pf für 1 Kwst den offenen Wechselstrom-Reinkohlenbogenlampen und geschlossenen Bogenlampen überlegen. Lampen in blaugrünen, anstatt klaren Glocken werden wegen ihres dem Sonnenlicht sehr ähnlichen Spektrums als Tageslichtlampen**) bezeichnet und sind dort zu empfehlen, wo es auf genaue Farbenerkennung ankommt (Bildergalerien, Museen u. dgl.), sowie zur Ergänzung von natürlichem Licht in Räumen mit unzulänglicher Tageslichtbeleuchtung unter Vermeidung von Zwielicht. Effektverbrauch 1,4 W/HK.

2. $\frac{1}{2}$ Watt-Metalldrahtlampen. Der in dünnen Spiralen angeordnete Leuchtdraht brennt nicht wie bei den gewöhnlichen Glühlampen im luftleeren Raum, sondern in indifferenten Gasen (Stickstoff, Argon u. a.) von atmosphärischer Spannung. Die Lichtverteilung ist je nach der

*) Näheres ETZ 1908 S. 853.
**) Z. f. B. 1913 S. 141.

Fadenanordnung verschieden und ist dem Verwendungszweck entsprechend zu wählen. Die Lichtfarbe gleicht der von Reinkohlenbogenlampen; sie ist also erheblich weifser als die der 1 Watt-Metallfadenlampe, so dafs mit Rücksicht auf den zugleich hohen Glanz Ueberfangglocken meist nicht zu entbehren sind. Innerhalb der Lebensdauer von 800 st beträgt die Lichtabnahme bis zu 20 %.

Uebliche Lampengröfsen:

$J_{\triangledown}$	Spannung in V	Wattverbrauch etwa
100	90 bis 130	65
200	91 „ 159	120
200	160 „ 240	130
300, 400, 600	30 „ 260	185, 210, 300
1000, 1500, 2000	50 „ 260	500, 750, 1000
3000	75 „ 260	1500

Bei gleicher Lichtstärke wächst der Wattverbrauch mit höherer Spannung.

Es sind auch niedrigkerzige Lampen bis zu 50 HK erhältlich für Spannungen von etwa 6 bis 20 V. Die Lampen können in Verbindung mit Kleintransformatoren sog. **Reduktoren** gebrannt werden, wobei mit einem Gesamteffektverbrauch von 0,6 W/HK zu rechnen ist.

Die Lampen treten vielfach mit den Bogenlampen erfolgreich in Wettbewerb und sind auch für Projektionslampen (besondere Fadenanordnung) empfehlenswert.

3. **Nernstlampen** leuchten erst einige Zeit — im Mittel etwa 20 sk — nach dem Einschalten auf. Sie finden beschränkte Anwendung für wissenschaftliche Apparate, kleinere Scheinwerfer u. dgl.

2. Bogenlampen mit Kohleelektroden.

a. Allgemeines.

Bezeichnung und **Einteilung.**

Vom Verband deutscher Elektrotechniker ist folgende Bezeichnung der Bogenlampen eingeführt:*)

Offene	Bogen-	über-	einander-	Rein-	kohlen	Gleichstrom
Geschlossene	lampen mit	neben-	stehenden	Effekt-	für	Wechselstrom

Bei den geschlossenen Lampen sind im Gegensatz zu den offenen Vorkehrungen getroffen, um den Lichtbogen zur Verminderung des Abbrandes in sauerstoffarmer Luft brennen zu lassen. Den Effektkohlen sind im Gegensatz zu den Reinkohlen Metallsalze zugesetzt, wodurch eine höhere Lichtausbeute erzielt wird.

Nach der inneren Schaltung sind weiter zu unterscheiden:

Hauptstromlampen: haben einfachste Bauart, brennen bei jeder Lichtbogenspannung mit gleicher Stromstärke, dürfen jedoch nur parallel geschaltet werden; fast nur bei Dauerbrandlampen in Anwendung.

Nebenschlufslampen: Sie können parallel und in geringer Zahl — bis etwa 4 — in Reihe geschaltet werden. Ein und dieselbe Lampe läfst sich durch Aenderung des Vorschaltwiderstandes innerhalb ziem-

* ETZ 1909 S. 458.

lich weiter Grenzen für beliebige Stromstärken, also für verschiedene Lichtstärken bei gleicher Lichtbogenspannung, einstellen.

Differentiallampen: Erfordern etwas höhere Anschaffungskosten, regulieren jedoch am besten und zeigen bei Spannungsschwankungen die geringsten Lichtänderungen. Sie eignen sich gleicherweise für Parallel- und Reihenschaltung, besonders in gröfserer Zahl.

Die offenen Lampen haben **feststehenden Brennpunkt,** die geschlossenen Lampen meist **sinkenden Brennpunkt.**

Lampen ohne Laufwerk, sog. **uhrwerklose Lampen (Becklampen** mit besonderen Rippenkohlen, **Contalampen** u. a.), nur mit nebeneinanderstehenden Effektkohlen zeigen einfache Bauart, sind jedoch nicht völlig betriebszuverlässig.

Abb. 7.

o Stelle der gröfsten Lichtstärke.

Lichtverteilung.

Die charakteristische Lichtverteilung der einzelnen Bogenlampenarten Abb. 7, in der die Polarkurven dargestellt sind von:

I. Offene Gleichstromlampe mit übereinanderstehenden Reinkohlen (+ oben) und Opalglocke.
II. Offene Wechselstromlampe mit übereinanderstehenden Reinkohlen und Opalglocke.
III. Offene Gleich- oder Wechselstromlampe mit nebeneinanderstehenden Effektkohlen und Opalglocke.
IV. Ebenso wie III, nur mit dioptrischer Innen- und Opalaufsenglocke.
V. Offene Gleich- oder Wechselstromlampe mit übereinanderstehenden Effektkohlen und Opalglocke.
VI. Geschlossene Gleich- oder Wechselstromlampe mit übereinanderstehenden Reinkohlen und Opal-Innen- und Aufsenglocke.
VII. Geschlossene Gleich- oder Wechselstromlampe mit übereinanderstehenden Effektkohlen und Opalglocke.
VIII. Quarzlampe (unter 4. S. 827).

Lichtausbeute.

Die spezifische Lichtausbeute ($HK_{\cup}/W$) ist bei Reinkohlen und bei geschlossenen Lampen wesentlich kleiner als bei Effektkohlen und bei offenen Lampen. Sie wird aufserdem von der Güte der Kohleelektroden beeinflufst, wächst bei gleicher Lampenspannung mit zunehmender Lampenstromstärke und ist bei Gleichstrom im allgemeinen gröfser als bei Wechselstrom. Durch Drosselspulenvorschaltung an Stelle von induktionsfreiem Vorschaltwiderstand wird bei Wechselstrom-Effektkohlenlampen ein erheblicher Lichtgewinn (20 bis 30%) erzielt, dessen Gröfse jedoch auch noch von der Form der Spannungskurve und der Perioden-

zahl abhängig ist.*) Die Spannungskurve soll möglichst steil ansteigen (besonders günstig bei niedrigen Periodenzahlen von 25 i. d. sk abwärts). Die Lichtstärke nimmt mit wachsender Periodenzahl bei Effektkohlen zu, bei Reinkohlen bleibt sie so gut wie gleich.

Photometrische Vergleichungsmessungen von Wechselstromlampen erfordern daher gleiche Schaltungsart und möglichst gleiche Spannungkurven (Sinusform).

Schaltung und Vorschaltung.

Die Bogenlampen erhalten, um möglichst ruhiges Brennen zu erzielen, meist einen **Vorschaltwiderstand.** Bei Wechselstrom sind wegen der Stromersparnis **Drosselspulen** vorzuziehen. Bei Gleichstrom ist auch Schaltung ohne Vorschaltwiderstand (Triplexlampen) mit und ohne Anlafswiderstand, jedoch nur bei Differentiallampen möglich; in letzterem Falle beträgt die Anlaufstromstärke je nach Güte der Lampen etwa das 1,5- bis 3 fache des normalen (Sicherung entsprechend bemessen).

Bei Reihenschaltung — meist 2 bis 3 an 110 und 4 bis 6 an 220 V — sind, um Verlöschen des ganzen Lampenkreises bei Versagen einer Lampe zu verhindern, **Ersatzwiderstände** erforderlich, die häufig in die Lampe eingebaut und während des Brennens ausgeschaltet sind. Bei Wechselstrom werden zweckmäfsig induktive Ersatzwiderstände verwendet.

Bei Reihenschaltung von Wechselstromlampen in grofser Zahl (bis 200 in Amerika) ist nur ein **Konstant-Stromtransformator****) (also kein Vorschaltwiderstand) vorgeschaltet, der seine Sekundärspannung nach der Zahl der brennenden Lampen ändert (bewegliche Spule) und selbst bei völligem Kurzschlufs (Verlöschen aller mit Kurzschliefsern versehenen Lampen) eine Erhöhung der Stromstärke verhindert. In dieser Anordnung ist auch Parallelbetrieb von Licht und Kraft ohne merkliche Lichtschwankungen möglich.

Verhalten bei verschiedenen Periodenzahlen.

Lampen mit Reinkohlen können mit Wechselstrom bis hinunter zu 40 Perioden und solche mit Effektkohlen bis zu 25 Perioden betrieben werden, wobei Drosselspulenvorschaltung die Lichtpulsationen günstig beeinflufst. Wird auf Gleichmäfsigkeit besonderer Wert gelegt, so empfehlen sich Doppellampen, die mit in der Phase um 90° (durch Kondensator und Drosselspule zu erreichen) verschobenem Strom betrieben werden.

Kohleelektroden.

Kohleelektroden sind zu beurteilen nach der Lichtausbeute, dem Abbrande, dem Rückstande, der Ruhe des Lichtes und im Hinblick auf die Steuer auch nach dem spez. Gew.

Reinkohlen zeigen bei zunehmendem spez. Gew. Zunahme der Rückstände, Abnahme der Lichtausbeute, des Abbrandes und der Ruhe des Lichtes. Gewöhnliche Effektkohlen haben in der Reihenfolge der Farben Gelb, Weifs, Rot, TB-Kohlen (S. 825 unter d) in der Reihenfolge Weifs, Gelb abnehmende Lichtausbeute. Im Gegensatz zu den Homogenkohlen, die stets Reinkohlen sind, erhalten die

*) ETZ 1908 S. 1168 und 1910 S. 726.
**) In Deutschland in Erfurt ausgeführt.

Dochtkohlen einen Kern — Docht — aus Graphit mit Wasserglas, um den Lichtbogen zu zentrieren. Dem Docht sind bei den Effektkohlen Leuchtzusätze beigemischt. Einwandfreie Kohleprüfungen sind schwierig und erfordern besondere Einrichtungen. Abbrandermittlungen an im Freien brennenden Lampen sind wegen des erheblichen Einflusses der Witterungsverhältnisse im allgemeinen zu verwerfen.

Ueber die Kohlenlänge S. 836 unter 4.

Allgemeine Eigenschaften der Bogenlampenarten.

Offene Lampen haben im allgemeinen eine Brenndauer von 16 bis 20 st und erfordern wegen des gröfseren Elektrodenabbrandes höhere Kohle- und Bedienungskosten als **geschlossene Lampen.**

Reinkohlenlampen geben ruhigstes Licht. **Effektkohlenlampen,** vielfach auch Flammenbogenlampen genannt, sind wegen der Kohlerückstände beschlagfrei zu bauen und wegen der sich entwickelnden gesundheitschädlichen Gase in geschlossenen Räumen häufig nicht zu verwenden.

Die Lampen mit übereinander- und nebeneinanderstehenden Kohlen unterscheiden sich hauptsächlich durch die Art ihrer Polarkurven (vgl. Abb. 7 S. 822).

Wechselstromlampen können in Verbindung mit Transformatoren in Einzelschaltung gebrannt werden. Sie sind wegen des Flimmerns bewegter Gegenstände für Theater, Tanzsaalbeleuchtung u. dgl. ungeeignet.

Die Zahlen unter b. bis g. beziehen sich auf Lampen mit Klarglasglocken in praktischer Anordnung.*) Ueber die Lichtverluste bei anderen Glocken S. 829. Bei den Angaben für den Abbrand der Kohlen sind die Reste mit verrechnet und ganznächtige Lampen vorausgesetzt.

b. Offene Lampen mit übereinanderstehenden Reinkohlen.

Die Lampen sind durch die hochkerzigen Metallfadenlampen so gut wie verdrängt, finden dagegen noch Anwendung für Projektionsapparate (30 bis 40 Amp bei Gleichstrom, 40 bis 50 Amp bei Wechselstrom).

Schaltung	Stromart	Amp	$HK_{\cup}$	$W/HK_{\cup}$
2/110 V	Gleichstrom	6 bis 15	340 bis 1300	0,97 bis 0,63
3/110 V		6 „ 12	280 „ 725	0,79 „ 0,61
3/110 V Widerstand	Wechselstrom	8 „ 25	235 „ 1225	1,25 „ 0,75
3/110 V Drosselspule		8 „ 25	235 „ 1225	1,06 „ 0,67

c. Offene und geschlossene Lampen mit nebeneinanderstehenden Reinkohlen.

Das Licht ist in seiner Zusammensetzung dem Sonnenlicht am ähnlichsten und eignet sich ganz besonders zur Farbenerkennung. Kohlenabbrand 40 mm/st.

---

*) Normalien für Bogenlampen und Vorschriften für die Photometrierung von Bogenlampen vom Verband deutscher Elektrotechniker. ETZ 1907 S. 304, 1908 S. 440, 1910 S. 302, 1911 S. 408 u. 576.

Schaltung	Stromart	Amp	HK○	W/HK○
1/110 V	Gleichstrom	6 bis 10	630 bis 1350	1,05 bis 0,80
2/110 V Widerstand	Wechselstrom	8 „ 12	600 „ 920	1,36 „ 1,33
2/110 V Drosselspule	Wechselstrom	8 „ 12	640 „ 1150	0,95 „ 0,79

d. Offene Lampen mit übereinanderstehenden Effektkohlen.

Die Elektroden — nach Blondel-Siemens (TB-Kohlen von Gebr. Siemens) — sind bei gleicher Brenndauer fast doppelt so dick und halb so lang wie nebeneinanderstehende Effektkohlen und haben einen Dochtdurchmesser gleich etwa $^2/_3$ des Manteldurchmessers. Die Lampen geben wegen ihrer Lichtverteilung (vgl. Abb. 7, Kurve V) eine besonders gleichmäfsige Horizontalbeleuchtung, daher für Strafsenbeleuchtung geeignet.*) Die Farbe ist meist rein weifs (weifser als nebeneinanderstehende Effektkohlen), doch ist auch Gelb erhältlich. Kohlenabbrand etwa 14 bis 19 mm/st.

Schaltung	Stromart	Amp	HK weifs○	W/HK○
2/110 V	Gleichstrom	8 bis 15	1750 bis 3700	0,25 bis 0,22
3/110 V	Gleichstrom	8 „ 15	1200 „ 2400	0,24 „ 0,21
3/110 V Widerstand	Wechselstrom	10 „ 15	670 „ 1300	0,54 „ 0,38
3/110 V Drosselspule	Wechselstrom	10 „ 15	850 „ 1600	0,33 „ 0,27

e. Offene Lampen mit nebeneinanderstehenden Effektkohlen

haben mit gelb brennenden Kohlen unter den Bogenlampen den geringsten spezifischen Effektverbrauch. Es sind auch Kohlen für weifses und rötliches Licht erhältlich. Der Gröfstwert der Lichtausstrahlung (vgl. Abb. 6, Kurve III) liegt im wesentlichen senkrecht unter der Lampe, die daher für Schaufenster- und Reklamebeleuchtungen besonders geeignet ist. Für Strafsenbeleuchtung erhält die Lampe zur Erzielung gröfserer Gleichmäfsigkeit Prismen- (auch dioptrische genannt) Innenglocken (Abb. 7, Kurve IV). Schaltung von 3 an 110 und 6/220 V ist von geringer praktischer Bedeutung. Kohlenabbrand etwa 35 bis 40 mm/st.

Schaltung	Stromart	Amp.	HK○		W/HK○	
			gelb	weifs	gelb	weifs
2/110 V	Gleichstrom	8 bis 12	2200 bis 4000	1800 bis 3300	0,20 bis 0,16	0,24 bis 0,20
2/110 V Widerstand	Wechselstrom	8 „ 12	1700 „ 3000	1420 „ 2500	0,21 „ 0,18	0,25 „ 0,21
2/110 V Drosselspule	Wechselstrom	8 „ 12	1630 „ 2700	1370 „ 2450	0,20 „ 0,19	0,24 „ 0,23

f. Geschlossene Lampen mit übereinanderstehenden Reinkohlen.

Je nach dem Grad des Luftabschlusses werden **Dauerbrandlampen** (Innen- und Aufsenglocke) bis 200 st Brenndauer bei Gleichstrom und

*) ETZ 1909 S. 341 u. 374.

50 st bei Wechselstrom und **Sparbogenlampen** (nur Aufsenglocke) bis 50 st Brenndauer unterschieden. Wegen des hohen spezifischen Effektverbrauchs, der durch starkes Beschlagen der Innenglocken noch vergröfsert wird, sind Metallfadenlampen meist wirtschaftlicher. Der Abbrand der oberen (+) Elektrode ist wesentlich stärker als der der unteren (—) Elektrode. Der Rest der Oberkohlen wird als Unterkohle verwendet. Abbrand: bei 100 st Brenndauer (+) 3,5 mm, (—) 1,5 mm; bei 30 st (+) 12 mm, (—) 4 mm.

Schaltung	Stromart	Amp	$HK_{\circ}$	$W/HK_{\circ}$	Brenndauer
1/110 V	Gleichstrom	3 bis 8	320 bis 1200	1,03 bis 0,98	20 bis 30 st
1/110 V	Gleichstrom	4 „ 8	315 „ 1000	1,39 „ 0,88	100 st
1/110 V Widerstand	Wechselstrom	8 „ 10	250 „ 360	3,14 „ 2,73	50 st
1/110 V Drosselspule	Wechselstrom	8 „ 10	330 „ 490	1,83 „ 1,55	50 st

g. Geschlossene Lampen mit übereinanderstehenden Effektkohlen.*)

Erfordern besondere Bauart, um möglichst beschlagfrei zu brennen. Die Brenndauer beträgt 60 bis 100 st bei Gleichstrom, 80 bis 120 st bei Wechselstrom. Gesamtkohlenabbrand 2,5 bis 5 mm/st.

Schaltung	Stromart	Amp	$HK_{\circ}$ gelb	$HK_{\circ}$ weifs	$W/HK_{\circ}$ gelb	$W/HK_{\circ}$ weifs
2/110 V	Gleichstrom	8 bis 12	1600 bis 2500	1100 „ 1750	0,27 bis 0,26	0,40 bis 0,35
2/110 V Drosselspule	Wechselstrom	8 „ 12	870 bis 1650		0,34 bis 0,30	
3/220 V Drosselspule	Wechselstrom	10 „ 12	1900 „ 2500		0,25	

Die Lampen, besonders für Aufsenbeleuchtung geeignet, erhalten zweckmäfsig ein Bedienungssignal, das etwa 15 st vor beendigtem Kohlenabbrand ausgelöst wird.

3. Lampen mit Metallelektroden.

Die Lampen haben sehr lange Brenndauer und sind daher empfehlenswert, wenn die Arbeitslöhne und somit die Bedienungskosten hohe sind (Amerika).

a. Magnetitbogenlampe.

Die Lampen sind nur mit Gleichstrom betreibbar und haben als (+)-Elektrode einen Kupferstab (2000 st Lebensdauer) und als (—)-Elektrode Magnetit (150 st Lebensdauer). Bei 6,6 Amp und 75 V Lampenspannung liefert die Lampe 1300 $HK_{\circ}$. Zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit wird Hochspannung-Reihenschaltung mit Konstant-Stromtransformator und Gleichrichtern angewendet (S. 823).

b. Titankarbidbogenlampe

hat 1 Titan- und 2 Kohleelektroden. Sie kann auch mit Wechselstrom

*) ETZ 1910 S. 963.

gebrannt werden. Die Brenndauer beträgt 75 st. Bei 2,5 Amp und 105 V verbraucht die Lampe 0,33 W/HK.

4. Quecksilberdampflampen.

Die in Röhrenform gebauten Lampen können mit Gleich- und Wechselstrom betrieben werden. In letzterem Falle wird ein Quecksilberdampfgleichrichter vorgeschaltet. Die räumliche Ausdehnung der Lichtquelle kann bei praktischen Beleuchtungsberechnungen unbeachtet bleiben, mufs bei Lichtmessungen jedoch berücksichtigt werden.*)

Das Licht gestattet nicht eine Erkennung der natürlichen Farben, erhöht dagegen die Kontraste und ist daher für Druckereien, feinmechanische Werke, Glühlampenfabriken (Metallfadenabteilung) vielfach am Platze.

a) **Die gewöhnliche Quecksilberdampflampe** hat eine Länge von etwa 0,4 bis 1,5 m. Um die Farbenentstellung (grünlich) zu mildern, können die Lampen mit einem fluoreszierenden Reflektor (1000 st Wirkungskraft) ausgerüstet werden, wodurch das fahle Aussehen der Hautfarbe vermieden wird. Erhältlich sind Lampen von 400 HK, 2/110 V u. 4/220 V und 800 HK, 1/110 V u. 2/220 V mit 0,4 bis 0,5 W/HK. Bei Wechselstrom müssen 8 Lampen in Reihe brennen. Die Lebensdauer der Brennröhre beträgt etwa 2000 st.

b) **Die Quarzlampe** (auch Silikalampe genannt)**) ist eine Starklichtquelle von völlig ruhigem Licht und hoher Brenndauer (geringe Bedienungskosten). Die Lichtverteilung Abb. 7, Kurve VIII.

Die grünliche Farbe des Lichtes ist intensiver beim Einschalten und im Wasserdampf (Nebel). Einer Verwechslung mit grünem Signallicht, die bei Bahnhofsbeleuchtung nicht ausgeschlossen erscheint, ist durch richtige Stellung der Lampe vorzubeugen.

Die Lampe kann nur parallel an Spannungen von 110 bis 600 V gebrannt werden. Zur Ersparung von Leitungsmaterial werden Gruppen von 3 bis 4 zusammengeschaltet.

Die Anlaufstromstärke der mit vorgeschalteten Eisendrahtwiderständen (Lebensdauer von der Zahl der Zündungen abhängig, etwa 5000 Lampenbrennstunden) brennenden Lampe sinkt innerhalb 10 min vom doppelten Wert auf den normalen und ist für die Zuleitungen und Sicherungen sowie bei Betriebskostenberechnungen zu berücksichtigen. Wirtschaftliche Vorteile gegenüber Flammenbogenlampen bietet die Lampe erst bei niedrigen Strompreisen.***)

Schaltung	Amp	$HK_{\bigtriangledown}$	$W/HK_{\bigtriangledown}$
1/110 V	2,5; 4,0; 6	400; 1200; 2000	0,69; 0,37; 0,33
1/220 V	1,5; 2,5; 3,5	800; 1500; 3000	0,41; 0,37; 0,26
1/500 V	1,5	2000	0,37

Die Lichtstärke nimmt infolge Beschlagens des Quarzrohres in 1000 Brennstunden um etwa 25 % ab.

*) ETZ 1907 S. 757 und 1908 S. 883.
**) ETZ 1909 S. 395; Z. f. B. 1913 S. 87.
***) Glaser Ann. 1910 S. 184; Z. d. V. d. I. 1913 S. 1983, 1914 S. 158.

Die gewährleistete Lebensdauer der Brenner beträgt 1000 st.

Die Lampe eignet sich als Einzelschaltungslampe und an schwer zugänglichen Stellen, z. B. über Laufkranen. Die Lampe ist in Verbindung mit Umformern oder Gleichrichtern auch für Wechselstrom geeignet.*) Quarzlampen für unmittelbaren Anschlufs an Wechselstrom wohnt wegen des hohen Preises geringer praktischer Wert inne. Erhältlich für 3000 $HK_{\circlearrowright}$ mit 0,26 $W/HK_{\circlearrowright}$.

5. Moorelicht.**)

Das fast völlig diffuse Licht von sonnengelber und weifser Farbe wird in 20 bis 110 m langen evakuierten Röhren mit Stickstoff-, Kohlensäure- oder Neonfüllung von theoretisch unbegrenzter Lebensdauer durch Wechselstrom und Drehstrom von 6000 V und mehr erzeugt und erfordert so gut wie keine Wartung. Das Flimmern ist wesentlich geringer als bei Wechselstrom-Bogenlampenbeleuchtung. Auf das laufende Meter Röhre mit Stickstoffüllung von 44 mm Durchm. entfallen senkrecht zur Röhrenachse 57 HK bei 1,53 W/HK. Der Leistungsfaktor beträgt etwa 0,6 bis 0,7. Röhren mit Neonfüllung sollen nur 0,5 W/HK verbrauchen. Für den Anschlufs von Moorelichtanlagen***) und für die Messung von Lichtstärken röhrenförmiger Lichtquellen†) sind vom Verband deutscher Elektrotechniker besondere Vorschriften aufgestellt.

E. Reflektoren und Glocken.

1. Reflektoren.

Reflektoren ändern die Lichtverteilung und erhöhen je nach Anordnung die obere oder untere hemisphärische Lichtstärke; die Verstärkung hängt aufser von der Bauart des Reflektors auch von der ursprünglichen Lichtverteilung ab. Sie ist um so gröfser, je stärker der Lichtstrom in die der Reflektionsrichtung entgegengesetzte Hemisphäre ist. Die Wirkung der Reflektoren wird durch Absorptionsverluste beeinträchtigt, die je nach Form und Stoff der reflektierenden Flächen 5 bis 50% betragen. Bei stehendem Glühlicht und elektrischen Glühlampen (Klarglasglocke) wird durch über den Lampen angeordnete Reflektoren $J_{\circlearrowright}$ von etwa 0,8 J_h erhöht auf $J_{\circlearrowright} = 0,9$ bis 1,2 J_h. Bei hängendem Glühlicht, Gleichstromlampen und Lampen mit nebeneinanderstehenden Elektroden wird durch gewöhnliche Reflektoren keine nennenswerte Erhöhung von $J_{\circlearrowright}$ erzielt. Wechselstromlampen besitzen meist Lichtpunktreflektoren, deren Wirkung in den Lichtstärkeangaben enthalten zu sein pflegt.

2. Glocken.

Die Lichtquellen werden gegen Luftzug, Staub usw. durch Klarglasglocken geschützt. Zur Verringerung der Flächenhelle (das Auge

*) ETZ 1910 S. 929, 1912 S. 676.
**) ETZ 1910 S. 501 u. 530, 1914 S. 57.
***) ETZ 1913 S. 307.
†) ETZ 1913 S. 396.

soll nur einem Glanze von 0,75 HK/qmm unmittelbar ausgesetzt werden) und zur Lichtzerstreuung dienen Glocken aus lichtzerstreuendem Stoff, die die Lichtausstrahlung gleichmäfsiger gestalten oder wie die dioptrischen Glocken (Abb. 7, Kurve IV) den Charakter der Polarkurve wesentlich verändern. Die Lichtverluste hängen ab von dem Stoff und der Art der Glocke und betragen in %:

Bei Glocken aus	Bezogen auf	
	$J_{\bigcirc}$	$J_{\bigcirc}$ bei elektrischem Bogenlicht
Klarglas	3 bis 10	5 bis 15 (meist 10)
Holophanglas	5 „ 15	
Mattglas	5 „ 20	
Opalglas	10 „ 20	10 bis 35 (meist 25)
Alabasterglas	20 „ 40	20 bis 50 (meist 35)
Milchglas	30 „ 50	

III. Entwerfen von Beleuchtungsanlagen.

A. Allgemeines über Wahl und Berechnung der Beleuchtung.

Für die Wahl sind bestimmend die Anforderungen an die Farbe, Ruhe, Gesundheit, Feuergefährlichkeit, Betriebssicherheit, Bequemlichkeit, Lichtverteilung (Ungleichmäfsigkeit), Stärke der Beleuchtung und vor allem an die Wirtschaftlichkeit.

1. Farbe.

Damit die Gegenstände in ihrer natürlichen Farbe erscheinen, sollen die Lichtquellen eine dem Tageslicht möglichst gleiche Zusammensetzung haben.

Tafel 1 gibt für verschiedene Lichtquellen Verhältniszahlen der Lichtstärken in den einzelnen Spektralbezirken.*)

Tafel 1.

Lichtquelle	Rot	Gelbgrün	Grün	Blau
Tageslicht (bedeckter Himmel)	1	1	1	1
Petroleumlicht	2,1	1	0,73	0,12
Gasglühkörper	1,21	1	0,88	0,22
Elektrische Glühlampen i. M.	1,7	1	0,77	0,22
Reinkohlen- Bogenlampen	1,35	1	0,97	0,45
Weifse Effektkohlen- Bogenlampen	0,97	1	1,21	1,05
Quecksilber- Bogenlampen	—	1	0,78	0,58

Die dem Tageslicht ähnlichste Zusammensetzung zeigen hiernach weifse Effektkohlen, die aber von den Lampen mit nebeneinanderstehenden Reinkohlen (in der Tafel nicht enthalten, S. 824 unter c) noch übertroffen werden.

*) Journ. Gasb.-Wasserv. 1905 S. 518 und ETZ 1913 S. 1306 u. 1454.

2. Gesundheitliche Beziehungen.

Wärme- und Kohlensäureentwicklung sowie Luftbedarf sollen bei Innenbeleuchtung aus gesundheitlichen Rücksichten möglichst gering sein. Näheres Tafel 2 (vgl. auch III. Bd., Abschn. Lüftung u. Heizung).

Tafel 2.*)

Art der Beleuchtung	WE/HKst	CO_2/HKst	Luftbedarf in l/HKst
Gewöhnliches Petroleumlicht	40,7	9,4	67
Petroleumglühlicht	8,7	2	14
Spiritusglühlicht	5,7	0,75	6,2
Luftgasglühlicht	5	0,75	5,2
Azetylenglühlicht	3,3	0,5	2,9
Steinkohlengas: Stehender Glühkörper	7,5	0,85	5,5
" Hängender Glühkörper	5	0,57	5,5
" Prefsgaslicht	4	0,45	4,5
Elektrische Lampen: Kohlenfaden	4	—	—
" " Metallfaden i. M.	1,2	—	—
" " Reinkohlenbogen	0,95	0,03	0,14
" " Effektkohlenbogen	0,2	0,01	0,15

3. Wirtschaftlichkeit.

Die Wirtschaftlichkeit einer Beleuchtung kann nur von Fall zu Fall durch Berechnung der Gesamtkosten ermittelt werden, die sich im wesentlichen zusammensetzen aus den Kosten für: Verzinsung und Tilgung der gesamten Beleuchtungsanlage (einschliefslich Apparate und Leitungen), Reparaturen, Kohlen-, Glühkörper-, Lampen- und Glockenersatz, Brennstoff und Bedienung.

Für die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit sind folgende vom Verband deutscher Elektrotechniker aufgestellte Normalien zugrunde zu legen:**)

„Als praktisches Mafs für die Beleuchtung im Freien (von Strafsen, Plätzen usw.) oder in Innenräumen gilt die mittlere Horizontalbeleuchtung in 1 m Höhe über der Bodenfläche. Aufserdem ist jeweils die maximale und die minimale Horizontalbeleuchtung der ganzen zu beleuchtenden Fläche anzugeben.

Die Ungleichmäfsigkeit der Beleuchtung wird durch das Verhältnis der maximalen zur minimalen Horizontalbeleuchtung gekennzeichnet.

Als spezifischer Verbrauch einer Beleuchtung gilt der Verbrauch (bei elektrischer Beleuchtung in Watt) für 1 Lux mittlere Horizontalbeleuchtung auf 1 qm Bodenfläche" (vgl. Tafel 3 S. 831).

Wird der auf die Einheit der Lichtstärke bezogene Energieverbrauch Wirtschaftlichkeitsberechnungen zugrunde gelegt, so sind diese nur einwandfrei als Vergleichswerte zwischen Lichtquellen annähernd gleicher Lichtverteilung und Lichtstärke.

---

*) ETZ 1905 S. 580 und Kalender für Gas- und Wasserfach 1911 S. 171. Vgl. auch über Licht- und Wärmestrahlung Journ. Gasb.-Wasserv. 1911 S. 295.
**) ETZ 1910 S. 382.

4. Berechnung der Beleuchtung.

Bezeichnet:

F die zu beleuchtende Fläche in qm,
E die mittlere Horizontalbeleuchtung auf der Fläche F in Lux,
σ und σ' den Verbrauch in l/st oder Watt für 1 Lux auf 1 qm (Tafel 3),
z die Zahl der die Fläche beleuchtenden Lampen,
A den Gesamtverbrauch der Lampen in l/st oder Watt,
$\mathfrak{E}$ und $\mathfrak{E}'$ den spezifischen Verbrauch der Lampen in l/HKst oder W/HK,
J die Lichtstärke der Lampen in HK,

so ist, da die Werte für σ nur geschätzt werden können, überschläglich:

$$A = \sigma \,.\, E \,.\, F; \qquad z = \frac{A}{J\mathfrak{E}}.$$

Genauere Berechnungen sowie Ermittlungen der Beleuchtungskurven erfolgen gemäfs den Regeln unter II., meist unter Benutzung von Kurven und Tafeln.*) Bei elektrischen Glühlampen genügt i. a. überschlägliche Berechnung, da die Beleuchtung in einfacher Weise durch Einsetzung höherkerziger Lampen verstärkt werden kann.

Bei erheblich anderen Werten $\mathfrak{E}'$ anstatt $\mathfrak{E}$ der Tafel 3 geht σ über in

$$\sigma' = \frac{\mathfrak{E}'}{\mathfrak{E}} \cdot \sigma.$$

Tafel 3.

Verbrauch σ in l/st oder Watt für 1 Lux auf 1 qm.

Lichtquelle	$\mathfrak{E}$	Aufsen-beleuchtung unmittelbar	Innenbeleuchtung		
			unmittelbar	halb mittelbar	ganz mittelbar
Stehendes Gasglühlicht	1,5	0,4 bis 0,6	0,3 bis 0,6	0,3 bis 0,45	0,35 bis 0,5
Hängendes Gasglühlicht	1,0	0,25 „ 0,45	0,2 „ 0,4	—	—
Stehendes Prefsgaslicht	0,8	0,3 „ 0,6	0,2 „ 0,4	0,25 bis 0,4	0,3 bis 0,45
Hängendes Prefsgaslicht	0,5	0,15 „ 0,25	0,15 „ 0,25	—	—
Kohlenfadenlampe	3,5	0,8 bis 1,2	0,5 bis 1,2	—	2,5 bis 3,0**)
Wolframlampe, Klarglas	1,0	0,25 „ 0,4	0,15 „ 0,4	0,23 bis 0,26	0,26 „ 0,32
Wolframlampe, mattiert	1,0	—	0,22 „ 0,25	—	—
Offene Reinkohlen-Gleichstrombogenlampe + oben	0,7	0,15 bis 0,25	0,15 „ 0,3	0,15 bis 0,35	0,2 bis 0,35
Offene Reinkohlen-Gleichstrombogenlampe + unten	0,7	—	—	—	0,14 „ 0,25
Offene Reinkohlen-Wechselstrombogenlampe	1,0	0,20 bis 0,40	0,20 bis 0,45	—	0,3 „ 0,5
Offene Effektkohlen-Gleichstrombogenlampe	0,22	0,05 „ 0,12	—	—	—
Offene Effektkohlen-Wechselstrombogenlampe	0,28	0,07 „ 0,15	—	—	—
Geschl. Effektkohlen-Wechselstrombogenlampe	0,26	—	0,09	—	—
Gleichstrom-Sparbogenlampe	1,0	—	—	0,35 bis 0,4	—
Moorelicht	—	—	0,45	—	—

*) Näheres Högner, „Lichtstrahlung und Beleuchtung“; Bloch, „Grundzüge der Beleuchtungstechnik“.

**) Voutenbeleuchtung mit Röhrenlampen.

Die höheren Werte gelten bei Aufsenbeleuchtung für kleinere Lampeneinheiten und gröfsere Aufhänghöhen, bei Innenbeleuchtung für dunkleren Wand- und Deckenanstrich und für kleinere Räume.

B. Innenbeleuchtung.

1. Erforderliche Beleuchtungs- und Lichtstärken.

Es soll betragen:	Mittlere Horizontalbeleuchtung in Lux 1 m über dem Fufsboden	Erforderliche Lichtstärke in HK/qm Bodenfläche
Nebenräume, Flure, Schlafräume . . .	5 bis 10	1,5 bis 2,5
Einfache Wohnräume	10 „ 15	2 „ 3,5
Vornehme Wohnräume . . . . Werkstätten für einfache Handarbeit . . Turnhallen, Schwimmhallen . . . . . Spinnereien	15 „ 20	3 „ 5
Maschinenfabriken, Schlossereien . . . Webereien	25 „ 35	5 „ 7
Werkstätten für Feinmechanik, Giefsereien Verkaufsräume . . . . Schulzimmer und Hörsäle . . . . . . Restaurations-, Konzert- und Festsäle . .	35 „ 50	7 „ 10
Druckereien, Setzereien, Zeichensäle . . Verkaufs- und Festräume mit reicher Beleuchtung	60 „ 80	12 „ 16

Die Lichtstärkenangaben beziehen sich auf elektrische Glühlampen; bei Gasglühlicht empfehlen sich etwa 50 % höhere Werte.

Besonders reichliche Bemessung ist erforderlich, sobald auch eine gute Vertikalbeleuchtung verlangt wird. Als gesundheitlicher Mindestwert zum Lesen u. dgl. gilt 12 Lux, erwünscht ist etwa 15 bis 20 Lux.

2. Wahl der Beleuchtungsart und Anordnung der Lampen.

Steht Elektrizität oder Gas zur Verfügung, so ist bei vornehmeren Beleuchtungen elektrisches Licht vorzuziehen. Gaslicht stellt sich vielfach etwas billiger, erfordert aber eine häufigere Instandsetzung hellfarbiger Decken und Wände.

Für Zentralanlagen kleineren Umfanges, Gasthäuser, Villen usw. kommt Luftgas und Azetylen in Frage. Für Einzelbeleuchtung empfiehlt sich nächst dem gewöhnlichen Petroleumlicht das Spirituslicht, für gröfsere Einheiten auch noch das Petroleumglühlicht.

Bei der Wahl der Lampenart, der Glocken und ihrer Anordnung ist zu beachten, ob — wie meist der Fall — in erster Linie eine gute Beleuchtung der wagerechten Fläche oder — wie z. B. in Bilderausstellungen, Zeichensälen mit senkrechten Zeichenbrettern — auch eine reichliche Vertikalbeleuchtung erzielt werden soll.

3. Mittelbare Beleuchtung

ist aufserordentlich gleichmäfsig und so gut wie schattenlos. Als Lampen kommen offene Reinkohlenbogenlampen, Sparbogenlampen, elektrische Glühlampen und stehendes Glühlicht in Frage; offene Reinkohlenbogenlampen mit umgekehrter Kohlenstellung nur, falls die Billigkeit des Betriebes gegenüber der Lichtruhe ausschlaggebend ist.

Je nachdem die Reflektoren unter der Lampe aus emailliertem Blech oder aus durchscheinendem Stoff bestehen, wird ganz oder halb mittelbare Beleuchtung erhalten. Die halb unmittelbare ist vielfach wirkungsvoller, da nicht völlig schattenfrei, und in einfacher Weise mit halbmattierten Glühlampen zu erreichen. Ihre Wirtschaftlichkeit ist nur wenig geringer als bei unmittelbarer Beleuchtung (Tafel 3 S. 831).

Hauptverwendungsgebiet sind Schul-, Zeichen- und Fabriksäle.

4. Besondere Anwendungen.

a. Fabriken.

Die Beleuchtung ist wegen des für Fabriken in der Regel niedrigen Strompreises meist elektrisch.

Für die Allgemeinbeleuchtung sind bei Aufhänghöhen von 6 m an Effektbogenlampen oder, falls die Bedienung schwierig, Quarzlampen*) und in niedrigeren Werkstätten hochkerzige Metallfadenlampen mit flachen Blechreflektoren zu verwenden. Für die Arbeitsplätze ist, falls nicht die Allgemeinbeleuchtung sehr reichlich (leichte Aufstellung und Umstellung der Arbeitsplätze ohne Aenderung der Installation möglich), noch eine Beleuchtung durch 16 bis 32 HK elektrische Glühlampen erforderlich; für die Art sind die Gesamtkosten (Strom und Ersatz) entscheidend.

Bei Gasbeleuchtung ist Prefsgaslicht am Platze.

b. Theater-, Konzert-, Vortrags- und Festsäle.

Gasbeleuchtung brennt nicht immer geräuschlos, und die Bedienung und die Verdunklung erfordert besondere Fernzündvorrichtungen (z. B. Multiplex-Askaniafernzünder). Am wirkungsvollsten und daher vorzuziehen ist elektrisches Glühlicht in kleineren Lichtstärken von etwa 50 HK verteilt an der Decke (gleichmäfsigste Beleuchtung). Für sehr grofse Räume sowie für weniger festliche Beleuchtung sind hochkerzige Metallfadenlampen, offene Reinkohlenbogenlampen oder Sparbogenlampen (nicht für Wechselstrom) anzuwenden. Gesetzl. Vorschr. für Preufsen: Erlasse des Min. d. öffentl. Arbeiten u. a. vom 6. April und 10. Dezember 1909.**)

c. Theaterbühnen

werden fast ausschliefslich elektrisch mit Glühlampen in vier Farben (Vier-Lampen-System) oder mit mittelbarem Bogenlicht (Fortuny-System)***) beleuchtet.

---

*) Vergleich zwischen Effektkohlenbogenlampen und Quarzlampen Z. d. V. d. I. 1913 S. 1983 und 1914 S. 158.

**) ETZ 1910 S. 269.

***) Journ. Gasb.-Wasserv. 1908 S. 111 u. Z. f. B. 1914 S. 154.

d. Waren- und Geschäftshäuser.

Für die Beleuchtung von Räumen zur Aufbewahrung brennbarer Stoffe in gröfseren Mengen ist in Preufsen der Erlafs*) des Min. d. öffentl. Arbeiten u. a. vom 2. November 1907 und in Bayern die Ministerialentschliefsung vom 7. Oktober 1903 zu beachten.

e. Eisenbahnwagen.

Für die Personenwagen wird in der Regel Oelgasglühlicht verwendet. Uebliche Brennergröfsen für hängendes Glühlicht (150 mm Wassersäule Brenndruck) sind in preufs. Eisenbahnwagen:

I./II. Klasse	J_h { 50 bis 55 HK	Verbrauch {	24 l/st
III./IV. „ und Nebenräume	35 „ 40 „		16 „

Stündlicher Gasverbrauch der Zündflamme etwa 6 l.

Elektrische Beleuchtung**) — meist als Einzelwagenbeleuchtung durch Sammler oder Stromerzeuger, selten als geschlossene Zugbeleuchtung durch Stromerzeuger — empfiehlt sich für Schlafwagen (geringe Wärmeentwicklung) und für Postwagen (gute Lichtverteilung, geringe Feuergefährlichkeit gegenüber offenen Flammen).

Signallaternen am Zuge meist Petroleumlampen; in Preufsen an den Wagen 8''' Brenner mit Brennstoffverbrauch 30 g/st.

C. Außenbeleuchtung und Beleuchtung größerer Hallen.

1. Erforderliche Beleuchtungsstärken.

Es soll betragen	Mittlere Horizontalbeleuchtung in Lux 1 m über dem Boden
Fabrikhöfe	1 bis 2
Fabrik- und Markthallen	6 „ 8
Nebenstrafsen mit schwachem Verkehr .	0,5 „ 1
Nebenstrafsen mit starkem Verkehr . .	1,5 „ 4
Hauptstrafsen mit starkem Verkehr . .	4 „ 8
Gleisbeleuchtung	3 „ 6
Bahnsteige untergeordneter Stationen .	3 „ 6
Bahnsteige mittlerer Stationen	6 „ 8
Bahnsteige von Hauptstationen	8 „ 12

Die Beleuchtung bei Vollmond beträgt etwa 0,25 Lux.

2. Strafsenbeleuchtung.

Entscheidend für die Beleuchtungs- und Lampenart ist fast stets die Wirtschaftlichkeit.***) Bei Preisen von 10 Pf für 1 Kwst und 10 Pf

*) ETZ 1909 S. 697.

**) Kostenrechnungen für Gas- und elektrisches Licht s. Technik und Wirtschaft (Beiblatt der Z. d. V. d. I.) 1910 S. 549 u. 605, ferner: Sicherheitsvorschriften für die Einrichtung elektrischer Beleuchtung in Eisenbahnwagen vom Verein deutscher Eisenbahnverwaltungen.

***) Journ. Gasb.-Wasserv. 1908 S. 1045 ff., 1909 S. 49, 385 u. 889 ETZ 1909 S. 708 ff.; Z. f. B. 1913 S. 104.

für 1 cbm Gas erfordern Prefsgas- und Bogenlicht annähernd gleiche Gesamtkosten. Bei kleinen Lichteinheiten ist in der Regel das Gaslicht billiger als elektrisches Licht. Für kleinere Ortschaften empfiehlt sich Luftgas und Spiritusbeleuchtung.

Es sind zu verwenden: bei Gasbeleuchtung für die Hauptstrafsen Prefsgaslampen*) mit hängendem Glühkörper und für die Nebenstrafsen Niederdrucklampen mit hängendem oder stehendem Glühkörper; bei elektrischer Beleuchtung entsprechend Effektkohlenbogenlampen oder $^1/_2$ Watt-Metallfadenlampen (S. 825 unter d und e) und Glühlampen, für die sich parabolische Reflektoren als besonders günstig erwiesen haben (ETZ 1912 S. 436). Die Kandelaber erhalten vielfach bei Gaslicht 2 bis 3 Glühkörper, bei elektrischem Glühlicht 2 bis 3 Lampen. Durch Löschen eines Teiles der Brenner um Mitternacht wird ohne Veränderung der Ungleichmäfsigkeit eine wesentliche Ersparnis an Betriebskosten erzielt. Bei Gas empfiehlt sich Fernzündung**) (Druckwelle bei Niederdruckgas, Druckunterschied bei Prefsgas oder bei ungünstigen Rohrnetzverhältnissen automatische Zünd- und Löschuhren),***) bei elektrischem Licht zentrale Fernüberwachung.†)

Beleuchtungsart	Lichtpunkthöhe m	Lampenabstand m	Brennergröfse	Zahl der Glühkörper
Stehendes Glühlicht	3,2 bis 4	15 bis 30 bis 50	75 HK_h	1 bis 2
Hängendes „	3,5 „ 4,5	15 „ 30 „ 50	80 bis 100 HK_h	1 „ 2
Prefsgaslicht	5 „ 8	40 bis 60	1000 „ 3000 $HK_{\bigtriangledown}$	1 „ 3
Elektr. Glühlampen	3 „ 3,5	15 bis 30 bis 50	32 „ 100 HK_h	—
Bogenlampen	8 „ 14	30 bis 80	1000 „ 3000 $HK_{\bigtriangledown}$	—

8. Gleis- und Bahnhofsbeleuchtung.

Auf grofsen Bahnhöfen ist die Beleuchtung in der Regel elektrisch††) oder, falls elektrische Energie nicht zur Verfügung steht, wird Spiritus- oder Petroleumglühlicht, für die Bahnsteige auch Gas, verwendet.

Für Gleisanlagen und grofse Bahnsteighallen sind Effektkohlenlampen (S. 825 unter d und e), bei niedrigen Bahnsteigüberdachungen Metallfadenlampen†††) oder hängendes Glühlicht zu verwenden. Bei der Gleisbeleuchtung ist auf geringe Ungleichmäfsigkeit (etwa 6 bis 8) Wert zu legen. Die Lampen dürfen das Erkennen der Signalbilder nicht beeinflussen und müssen gegebenenfalls abgeblendet sein. Als Maste empfehlen sich umklappbare schattenlose Gittermaste mit sturmsicheren Lampenführungen.

*) Journ. Gasb.-Wasserv. 1909 S. 1121.
**) Journ. Gasb.-Wasserv. 1910 S. 490.
***) Journ. Gasb.-Wasserv. 1913 S. 1025.
†) ETZ 1908 S. 1071.
††) Ueber Anlagen mit Gasbeleuchtung Journ. Gasb.-Wasserv. 1910 S. 1115.
†††) Die Verwendung von Metallfadenlampen zur Beleuchtung von Bahnhofsanlagen Glaser Ann. 1914 S. 47 u. 61.

Für Gleisbeleuchtung ist zu wählen:

Beleuchtungsart	Lichtpunkthöhe m	Lampenabstand m	Lampengröfse
Bogenlampen	10 bis 15	60 bis 80	1000 bis 2000 HK◯
Spiritus- oder Petroleumstarklicht (stehender Glühkörper)	8 „ 9	60 „ 80	700 „ 1000 HK◯

Weichen- und Signallaternen in der Regel Petroleumlampen; in Preufsen 10‴ Brenner mit einem Brennstoffverbrauch von 40 g/st.

4. Brennzeiten.

Monatliche und jährliche Brennzeiten in Stunden.
(Für Mitteldeutschland und Ortzeit.)*)

Tägliche Brennzeit	Januar	Februar	März	April	Mai	Juni	Juli	August	September	Oktober	November	Dezember	Das ganze Jahr
Von Sonnenuntergang													
bis 8 Uhr abends	125	89	67	36	6	.	.	21	54	87	117	140	742
„ 9 „ „	156	117	98	66	37	20	25	52	84	118	147	171	1091
„ 10 „ „	187	145	129	96	68	50	56	83	114	149	177	202	1456
„ 11 „ „	218	173	160	126	99	80	87	114	144	180	207	233	1821
„ 12 „ „	249	201	191	156	130	110	118	145	174	211	237	264	2186
„ 2 „ morgens	311	257	253	216	192	170	180	207	234	273	297	326	2916
„ 4 „ „	373	313	315	276	254	230	242	269	294	335	357	388	3646
Bis Sonnenaufgang													
von 4 Uhr morgens	125	92	69	32	3	.	.	24	51	75	103	154	728
„ 5 „ „	94	64	38	2	.	.	.	.	21	44	73	123	459
„ 6 „ „	63	36	7	.	.	.	.	.	.	13	43	92	254

Durch eine den Brennzeiten entsprechende Bemessung der Länge der Kohleelektroden derart, dafs der unverbrannte Rest möglichst klein wird, lassen sich erhebliche Ersparnisse erzielen. Längere Reste — sofern Kohlen ohne Metalladern — können zusammengeklebt verbraucht werden.**)

*) Der Unterschied gegenüber der mitteleuropäischen Zeit ist bei Benutzung der Tafel zu berücksichtigen.

**) Organ 1910 S. 365.

7. ABSCHNITT.

Elektrotechnik.

I. Allgemeines.

a. Elektrische Mafseinheiten.

Gröfse	Einheit	Zeichen	Verhältnis zur absol. Einheit	Dimension der absoluten Einheit
Elektromotorische Kraft [od. Stromspannung] (*E*)	Volt	V	10^8	$c^{3/2} g^{1/2} s^{-2}$
Stromstärke (*J*)	Ampere	A	10^{-1}	$c^{1/2} g^{1/2} s^{-1}$
Widerstand (*R*)	Ohm	Ω	10^9	$c s^{-1}$
Elektrizitätsmenge . . .	Coulomb	Cb	10^{-1}	$c^{1/2} g^{1/2}$
Elektrische Kapazität . .	Farad	Φ	10^{-9}	$c^{-1} s^2$
Elektrische Arbeit (*A*) . .	Joule	J	10^7	$c^2 g s^{-2}$
Elektrische Leistung, Effekt (𝔈)	Voltampere oder Watt	VA	10^7	$c^2 g s^{-3}$
Selbstinduktion	Henry	H	10^9	c

Dimension der abs. Einheit der magn. Pol- u. Feldstärke, Kraftlinien S. 839.

Dem elektrischen Mafssystem liegt das **absolute Mafssystem** zugrunde, bezogen auf Zentimeter als Längen-, Gramm als Massen-, Sekunde als Zeit-Einheit (C. G. S. = Zentimeter - Gramm - Sekunden-System). Vgl. auch I. Bd., S. 149.

1 mkg/sk = 9,81 Watt (die Beschleunigung durch die Schwere $g = 9{,}81$ m/sk²).

1 Pferdestärke = 1 PS = 75 mkg/sk = 736 Watt.

1 Pferdestärke in engl. Mafs (horse-power) = 1 HP = 1,013 PS = 550 Fufspfund/sk = 76 mkg/sk = 746 Watt.

1 Coulomb = 1 Amperesekunde; 1 Farad = 1 Coulomb/Volt.

1 Joule = 1 Wattsekunde = 0,102 mkg = 4,16 g-WE (vgl. Fufsnote S. 844).

1 Watt = 1 Voltampere = 1 Joule/sk = $^1/_{736}$ PS = 0,102 mkg/sk = $^1/_{746}$ HP.

1 Wattstunde = 3600 Joule = 3600 : 9,81 mkg = 367 mkg.

Das Millionenfache und der millionte Teil der vorstehenden Einheiten wird durch Vorsetzen der Silben „Mega" und „Mikro", das Tausendfache und der tausendste Teil der Einheiten durch Vorsetzen der Silben „Kilo" und „Milli" bezeichnet; z. B. 1 Mikrovolt = 10^{-6} Volt und 1 **Kilowatt** (kW) = 1000 Watt = 1,36 PS.

Durch das **Deutsche Reichsgesetz betr. die elektrischen Mafseinheiten** vom 1. Juni 1898 werden als Einheiten das Ohm, das Ampere und Volt festgesetzt.

(§ 2.) Das **Ohm** ist die Einheit des elektrischen Widerstandes. Es wird dargestellt durch den Widerstand einer Quecksilbersäule von der Temperatur des schmelzenden Eises, deren Länge bei durchweg gleichem, 1 qmm gleich zu achtendem Querschnitte 106,3 cm und deren Masse 14,4521 g beträgt.*)

(§ 3.) Das **Ampere** ist die Einheit der elektrischen Stromstärke. Es wird dargestellt durch den unveränderlichen elektrischen Strom, der bei dem Durchgange durch eine wäfsrige Lösung von Silbernitrat in 1 sk 0,001118 g Silber niederschlägt.

(§ 4.) Das **Volt** ist die Einheit der elektromotorischen Kraft. Es wird dargestellt durch die elektromotorische Kraft, die in einem Leiter, dessen Widerstand 1 Ohm beträgt, einen elektrischen Strom 1 Ampere erzeugt.

(§ 5) ermächtigt den Bundesrat zur Festsetzung der Bedingungen bei Darstellung des Amperes, der Bezeichnungen für die abgeleiteten Einheiten und in welcher Weise die Stärke, die elektromotorische Kraft, die Arbeit und die Leistung der Wechselströme zu berechnen sind.

Nach (§ 6) dürfen bei gewerbmäfsiger Abgabe elektrischer Arbeit nur **Mefswerkzeuge** mit Angaben in gesetzlichen Einheiten verwendet werden mit Fehlergrenzen gemäfs besonderen Vorschriften, die der Bundesrat ebenso wie über amtliche Beglaubigung und Ueberwachung erlassen kann.

Nach (§ 7) und (§ 8) hat die Physikalisch-Technische Reichsanstalt **Quecksilbernormalen des Ohms**, amtlich beglaubigte **Widerstände** und **galvanische Normalelemente** (S. 857) zur Ermittlung der Stromstärken und Spannungen herzustellen.

(§ 9) überträgt die amtliche **Prüfung und Beglaubigung elektrischer Mefsgeräte** der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt oder anderen durch den Reichskanzler befugten Stellen, Beglaubigung der Normalen und Normalgeräte nur der ersteren.

Nach (§ 10) hat die Reichsanstalt über einheitliche Prüf- und Beglaubigungsgrundsätze zu wachen, über die Zulassung zur amtlichen Beglaubigung zu entscheiden, das Verfahren der Gebühren und Bezeichnungen zu regeln.

(§ 12.) Wer bei der gewerbmäfsigen Abgabe elektrischer Arbeit den Bestimmungen im § 6 oder den auf Grund derselben ergehenden Verordnungen zuwiderhandelt, wird mit Geldstrafe bis zu einhundert Mark oder mit Haft bis zu vier Wochen bestraft. Neben der Strafe kann auf Einziehung der vorschriftwidrigen oder unrichtigen Mefswerkzeuge erkannt werden.

Die Bestimmungen zur Ausführung des Reichs-Gesetzes betreffend die elektrischen Mafseinheiten (Reichsgesetzblatt 1901, Nr. 16) enthalten:

1. Zu § 5 Angaben über die Bezeichnung der elektrischen Einheiten, die sich mit denen auf S. 837 decken, ferner über Berechnung der Spannung, Stromstärke und Leistung der Wechselströme (S. 850 ff.).

2. Zu § 6 Angabe der **zulässigen Fehlergrenzen für Zähler bei gewerbmäfsiger Abgabe elektrischer Arbeit:** Gleichstromzähler: a) Belastung 10 bis 100 % des Höchstverbrauchs, für den der Zähler gebaut, kleiner als 6 ‰ des Höchstverbrauchs + 6 % der jeweiligen Belastung, ferner bei einer Belastung von 1/25 des obigen Höchstverbrauchs nicht mehr als 2 % des letzteren; für Zähler in Lichtanlagen nur insoweit mafsgebend, als die anzuzeigende Leistung nicht unter 30 Watt sinkt.

b) Wenn kein Verbrauch stattfindet, darf der Vor- oder Rücklauf nicht gröfser sein, als 0,5 % des Höchstverbrauchs entspricht.

Wechsel- und Mehrphasenstromzähler: Es gelten die gleichen Bestimmungen wie für Gleichstrom. Bei Phasenverschiebung wird der nach a) berechnete zulässige Fehler in Hundertstel des jeweiligen Verbrauchs umgerechnet und der entstehenden Zahl die doppelte trigonometrische Tangente des Phasenverschiebungswinkels hinzugefügt. Alle zur Berechnung des zulässigen Fehlers dienenden Gröfsen sind mit dem gleichen Vorzeichen zu nehmen.

Auf Grund des § 10 des Reichsgesetzes betreffend die elektrischen Mafseinheiten vom 1. Juni 1898 ist eine **Prüfungsordnung für elektrische Mefsgeräte** erlassen (Reichsgesetzblatt 1901, Nr. 16). Die Prüfung erfolgt durch die Physikalisch-Technische Reichsanstalt, Abt. II, in Berlin-Charlottenburg.

Weiter kommt die **Bekanntmachung der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt über die Prüfung elektrischer Mefsgeräte** in Betracht: Zentralblatt für das Deutsche Reich 1899, Nr. 23 S. 390.

---

*) 1 Siemens-Einheit (SE) ist der Widerstand einer Quecksilbersäule von 1 m Länge und 1 qmm Querschnitt bei 0° Temperatur = 0,9407 Ohm; entsprechend ist 1 Ohm = 1,063 SE.

b. Magnetismus.

1. Magnetpol, Polstärke. Ein (isoliert gedachter, punktförmiger Pol $\mathfrak{m}_1$ übt auf einen Pol $\mathfrak{m}_2$ in der Entfernung l eine Kraft f aus, die nach dem Coulombschen Gesetze

$$f = \frac{\mathfrak{m}_1 \mathfrak{m}_2}{l^2} \text{ ist.}$$

Gleichnamige Pole stofsen sich ab, ungleichnamige ziehen sich an. Dimension der Polstärke: $c^{3/2} g^{1/2} s^{-1}$.

2. Magnetisches Feld, Kraftlinien. Jede Stelle im Raume, an der auf einen Magnetpol ($\mathfrak{m}$) eine Kraft (f) ausgeübt wird, gehört einem magnetischen Felde an, dessen Stärke $\mathfrak{H}$ **(Feldstärke)** bestimmt ist durch

$$\mathfrak{H} = f : \mathfrak{m}.$$

Dimension der Feldstärke: $c^{-1/2} g^{1/2} s^{-1}$. Als Mafs für die Feldstärke dient nach Faraday der Begriff **Kraftlinienzahl** $\mathfrak{S}$, u. zw. ist die Feldstärke gleich der Zahl der Kraftlinien, welche die Flächeneinheit (qcm) winkelrecht durchsetzen. Durch den Querschnitt q eines Feldes von der Stärke $\mathfrak{H}$ (bzw. $\mathfrak{B}$ für Eisen, s. u. **3.**) gehen demnach

$$\mathfrak{S} = q\mathfrak{H} \text{ (bzw. } \mathfrak{S} = q\mathfrak{B}) \text{ Kraftlinien.}$$

Dimension der Kraftlinienzahl (gleich der der Polstärke): $c^{3/2} g^{1/2} s^{-1}$.

Die **Kraftlinien** sind als geschlossene Linien zu denken (Bahn eines freibeweglichen positiven Magnetpols in einem magnetischen Felde). Kraftlinienrichtung ist die Richtung der Kraftwirkung. — Die Eintrittstelle der Kraftlinien in einen magnetischen Körper bezeichnet einen Südpol, die Austrittstelle einen Nordpol. — In einem gleichförmigen (homogenen) Felde sind die Kraftlinien parallel und gleich dicht gedacht.

3. Magnetische Induktion, Magnetisierungskurve. Bringt man in ein beliebig (z. B. durch ein Spule (Solenoid), S. 846) erzeugtes Feld $\mathfrak{H}$ einen Eisenkörper, so ist die Feldstärke innerhalb des Eisens, die **Kraftliniendichte** (oder die magnetische Induktion, Sättigung, Dichte)

$$\mathfrak{B} = \mu \mathfrak{H}.$$

Abb. 1.

μ heifst die magnetische Durchlässigkeit oder Permeabilität, für paramagnetische Stoffe (z. B. Eisen) $\mu > 1$, für diamagnetische $1 > \mu > 0$, für Luft $\mu = 1$. Für Eisen ändert sich μ mit der Sättigung $\mathfrak{B}$; die Linie $\mathfrak{B} = f(\mathfrak{H})$ heifst Magnetisierungslinie (Abb. 1, Linie a). Weiches Eisen ist durchlässiger als hartes. Mittelwerte $\mathfrak{B} = f(\overline{\mathfrak{A}W'})$ für verschiedene Eisensorten S. 881.

Beziehung zwischen Feldstärke $\mathfrak{H}$ und Amperewindungen $\overline{AW'}$ S. 847.

4. Hysteresis nennt man die Eigenschaft der magnetischen Körper (Eisen), mit dem Magnetismus hinter der magnetisierenden Kraft zurückzubleiben. Bei künstlich entmagnetisiertem Eisen erhält man durch allmählich stärkeres Magnetisieren die jungfräuliche Kurve a (Abb. 1);

bei nunmehr bis auf null abfallender und im entgegengesetzten Sinne bis zu dem gleichen absoluten Werte wieder ansteigender Magnetisierung erhält man die Linie b und in entsprechender Weise die Linie c. Die Fläche zwischen b und c gibt ein Mafs für die zum Ummagnetisieren verbrauchte Arbeit der Hysteresis, $\mathfrak{E}_h = \frac{1}{4\pi} \int \mathfrak{B}\, d\mathfrak{H}$ in Erg; diese ist um so geringer, je weicher das Eisen ist. Der Wert von $\mathfrak{B}$ für $\mathfrak{H} = 0$ heifst die magnetische Remanenz, der Wert von $\mathfrak{H}$ für $\mathfrak{B} = 0$ die Koerzitivkraft (vgl. Abb. 1). — Nach Untersuchungen von Steinmetz ist empirisch

$$\mathfrak{E}_h = \eta\, \mathfrak{B}^{1,6}\, K \nu\, 10^{-7},$$

worin $\mathfrak{E}_h$ der Arbeitsverbrauch in Watt, K der Rauminhalt des Körpers in ccm und ν die sekundliche Periodenzahl oder Frequenz (Zahl der vollständigen Ummagnetisierungen/sk) ist; die Unveränderliche η ist für

weiches Schmiedeisen (Dynamoblech)*) . $\eta = 0{,}0015$ bis $0{,}003$,
geglühten Stahl . . . . $\eta = 0{,}004$ „ $0{,}012$,
gehärteten Stahl . . . . $\eta = 0{,}010$ „ $0{,}025$,
Gufseisen . . . . $\eta = 0{,}012$ „ $0{,}016$,
Nickel . . . . $\eta = 0{,}013$ „ $0{,}039$.

$\mathfrak{B}$	Werte von $\eta \mathfrak{B}^{1,6}$ für			$\mathfrak{B}$	Werte von $\eta \mathfrak{B}^{1,6}$ für		
	$\eta = 0{,}002$	$\eta = 0{,}003$	$\eta = 0{,}004$		$\eta = 0{,}002$	$\eta = 0{,}003$	$\eta = 0{,}004$
1000	126,2	189,3	252,4	10000	5024	7536	10048
2000	382,5	573,8	765,1	11000	5850	8775	11700
3000	731,8	1097,8	1463,7	12000	6725	10088	13451
4000	1160	1740	2320	13000	7644	11467	15289
5000	1657	2486	3314	14000	8607	12910	17213
6000	2219	3328	4437	15000	9611	14417	19222
7000	2839	4259	5678	16000	10657	15985	21314
8000	3515	5273	7031	17000	11742	17613	23484
9000	4244	6367	8489	18000	12867	19300	25733

Bei veränderlichen magnetischen Feldern (durch Wechselströme erzeugten Wechselfeldern) werden durch Induktion (S. 847) in dem magnetischen Körper elektrische Ströme, **Foucault-** oder **Wirbelströme**, erzeugt. Diese rufen eine Erwärmung hervor (S. 844) und einen entsprechenden Arbeitsverlust bei der Magnetisierung. Mittel zur Beschränkung des Verlustes S. 877, Gröfse des Verlustes S. 878; die „legierten" Bleche (Eisen mit Siliziumzusatz*) haben höheren elektrischen Widerstand und dadurch geringere Wirbelstromverluste, welcher Vorteil anfangs durch höhere Hysteresisverluste verloren ging.

Der Gesamtverlust in Watt für 1 kg durch Hysteresis und Wirbelströme bei $\mathfrak{B}_{max} = 10000$ cgs und $= 15000$ cgs, Frequenz 50 und sinusförmiger

*) Neuere „legierte" Bleche mit geringen Zusätzen von Silizium bis 4 % ergeben geringere Hysteresisverluste.

Spannungskurve, 20° C heifst nach den Normalien für Prüfung von Eisenblech des V. d. E.*) **Verlustziffer** V_{10} und V_{15}. Unter **Alterungskoeffizient** soll nach den Normalien die prozentuale Aenderung der Verlustziffer für $\mathfrak{B}_{max} = 10000$ cgs nach 600 st erstmaliger Erwärmung auf 100° C verstanden werden. Messungen mit dem Apparat von Epstein.**)

5. Magnetischer Kreis. Die Gesamtzahl der in einem geschlossenen magnetischen Kreise vorhandenen Kraftlinien $\mathfrak{S}$ (magnetische Strömung oder magnetischer Flufs) ist abhängig von der den Magnetismus hervorrufenden Kraft $\mathfrak{F}$ und von der Gestalt und den Eigenschaften der den Weg der Kraftlinien ausfüllenden Stoffe (vgl. **3.**). Allgemein gilt

$$\mathfrak{S} = \mathfrak{F} : \mathfrak{R} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Man nennt hierin $\mathfrak{F}$ die magnetomotorische Kraft (MMK) und $\mathfrak{R}$ den magnetischen Widerstand; dieser ist

$$\mathfrak{R} = \Sigma \frac{1}{\mu} \frac{l}{q} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

worin μ die Durchlässigkeit, l die Länge und q den Querschnitt der einzelnen von dem Kraftlinienflusse durchströmten Teile des magnetischen Kreises bezeichnet. Da ferner für Eisen $\mathfrak{B} = \mu\mathfrak{H}$ und $\mathfrak{S} = q\mathfrak{B}$, sowie für Luft $\mu = 1$ also ($\mathfrak{B} = \mathfrak{H}$) und $\mathfrak{S} = q\mathfrak{H}$ ist, so wird

$$\mathfrak{F} = \Sigma \mathfrak{H} l \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Dimension der MMK: $c^{1/2} g^{1/2} s^{-1}$, des magnetischen Widerstandes: c^{-1}.

6. Die **Tragkraft** P **eines Magneten** ist

$$P = \frac{\mathfrak{B}^2 q}{8\pi}\,\text{Dyn} = 0{,}00102\,\frac{\mathfrak{B}^2 q}{8\pi} = \frac{\mathfrak{B}^2 q}{24\,643}\,\text{g} \sim \left(\frac{B}{5000}\right)^2 q\ \text{kg},$$

worin q der für den Uebertritt der Kraftlinien in das angezogene Eisen zu rechnende Querschnitt in qcm und $\mathfrak{B}$ die Sättigung in ihm ist. Für guten gehärteten Stahl $\mathfrak{B} = 10\,000$ bei geschlossenem magnetischen Kreis erreichbar. Berechnung von Elektromagneten S. 880 ff.

c. Elektrische Grundgesetze.

1. Stromgesetze und Stromverzweigung.

α. Ohmsches Gesetz. Im stetigen Zustande ist, wenn

E der Spannungsunterschied zwischen zwei beliebigen Punkten eines einfachen, von Gleichstrom durchflossenen Leiters in V,
J die Stromstärke in dem Leiter in A,
R der Leitungswiderstand in Ω,

$$E = JR, \qquad J = E : R.$$

Das Ohmsche Gesetz gilt in dieser Form nur für Gleichstrom (s. auch S. 848) und induktionsfreie Wechselstromkreise; für induktive Wechselstromkreise s. S. 851.

---

*) Verlag J. Springer, Berlin.
**) ETZ 1900 S. 303 und 1905 S. 403.

β. **Kirchhoffsche Gesetze:**

1. Gesetz: Für jeden Verzweigungspunkt ist

$$\Sigma J = 0,$$

d. h., in jedem Verzweigungspunkte ist die Summe der von diesem Punkte wegfliefsenden Ströme gleich der Summe der hinzufliefsenden.

2. Gesetz: Bei verzweigten Stromleitungen, in denen mehrere elektromotorische Kräfte wirken, ist für jeden einzelnen geschlossenen Stromkreis

$$\Sigma E = \Sigma (JR).$$

Die Stromstärken und elektromotorischen Kräfte sind bei diesem (erweiterten) Gesetze mit dem ihrer Richtung entsprechenden Vorzeichen zu versehen.

Die Kirchhoffschen Gesetze gelten in dieser Form nur für Gleichstrom; für Wechselstromkreise S. 854.

γ. **Stromverzweigung.** Bei der Verzweigung eines Stromleiters verhalten sich die Stromstärken (i_1, i_2 . . .) in den einzelnen parallel geschalteten Zweigen umgekehrt wie ihre Widerstände (r_1, r_2 . . .).. Die Summe der Teilströme ist gleich dem ungeteilten Strome J. Daher gelten die Formeln

$$i_1 : i_2 : i_3 \ldots = \frac{1}{r_1} : \frac{1}{r_2} : \frac{1}{r_3} \ldots \quad \text{und} \quad i_1 + i_2 + i_3 \ldots = J.$$

Abb. 2.

Der **Gesamtwiderstand** R ergibt sich aus den Teilwiderständen r_1, r_2 . . . zu

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_3} \ldots;$$

z. B. wird für zwei parallel geschaltete Leiter

$$R = \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}.$$

Für Wechselströme gelten die Beziehungen *α*, *β*, *γ* nur für die Augenblickswerte (S. 851 u. 854).

Wenn bei der **Wheatstoneschen Brücke** (Abb. 2) das Galvanometer keinen Ausschlag mehr gibt (oder wenn bei Anwendung von Wechselströmen der Ton im Telephon verschwindet), ist der unbekannte Widerstand

$$x = bc : a.$$

2. Leitwiderstand.

Die Gröfse des Widerstandes R in Ω eines Leiters von der Länge l in m und dem unveränderlichen Querschnitte q in qmm beträgt

$$R = c\,\frac{l}{q};$$

dabei ist c der spezifische Leitwiderstand, abhängig von dem Stoffe und der Temperatur des Leiters.

$1/c$ heifst spezifische Leitfähigkeit oder spezifischer Leitwert.

In den praktisch wichtigen Temperaturgrenzen ist genügend genau

$$R_t = R_{15}\,[1 + \alpha\,(t - 15)],$$

worin R_{15} der Widerstand bei 15° C, R_t bei t ° C, α die Aenderung von c für 1° C (Temperaturkoeffizient) ist.

Die **Temperaturzunahme** ergibt sich aus der Widerstandszunahme zu

$$t_2 - t_1 = \frac{R_2 - R_1}{\alpha R_{15}} = \frac{R_2 - R_1}{\alpha' R_1},$$

worin R_1 und R_2 die gemessenen Widerstände bei der Anfangstemperatur t_1 und der gesuchten t_2, R_{15} der Widerstand und α der Temperaturkoeffizient bei 15° C und

$$\alpha' = \frac{\alpha}{1 + \alpha (t_1 - 15)} \text{ ist.}$$

Spezifischer Leitwiderstand c fester Stoffe bei 15° C.

Stoff	c	α	Stoff	c	α
Aluminium .	0,03	+ 0,0037	Platin . .	0,094	+ 0,0024
„ -Bronze*)	0,13—0,29	+ 0,001	Quecksilber	0,95	+ 0,00087
Blei . . .	0,21	+ 0,0037	Silber . .	0,016—0,0175	+ 0,0036
Eisen . .	0,10—0,14	+ 0,0045	Stahl . . .	0,10—0,25	+ 0,0045 bis
Konstantan.	0,5	— 0,00003			+ 0,005
Kupfer**) .	0,017—0,0175	+ 0,004	Tantal . .	0,165	+ 0,003
Manganin .	0,42	+ 0,00001	Wismut . .	1,2	+ 0,0037
Messing . .	0,07—0,08	+ 0,0015	Zink . . .	0,06	+ 0,0039
Neusilber .	0,45—0,51	+ 0,00007	Zinn . . .	0,12	+ 0,0045
Nickel . .	0,12	+ 0,0037	Kohle . .	100—1000	— 0,0003
Nickelin .	0,40—0,44	+ 0,00022			bis —0,008

Bei überschläglichen Leitungsberechnungen kann man für Kupfer unter Berücksichtigung der Erwärmung $c = 1 : 57$ annehmen; bei Dynamomaschinen ist wegen der stärkeren Erwärmung $c = 1 : 50$ bis $1 : 55$ zu setzen.

Tafel der **Widerstände von Kupferdrähten** VII, Leitungen.

Spezifischer Leitwiderstand c verdünnter Schwefelsäure.

Gewichtsteile H_2SO_4 auf 100 Teile Lösung	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80
Bei 18° ist $c =$	4,8	2,6	1,9	1,5	1,4	1,4	1,4	1,5	1,9	2,7	4,7	9,9

l in **cm**, q in **qcm**. Für 1° Temperaturerhöhung verkleinert sich der Widerstand um 1,2 bis 3,5 %, bei der für Sammler gebräuchlichen Säure um 1,4 %.

---

*) Cu mit 5 bis 10 % Al.

**) Leitungskupfer nach den Kupfernormalien des V. d. E. (1907) $c = 0,0175$, spez. Gewicht = 8,91 zu rechnen. Mustergültiges geglühtes Kupfer nach internationalen Normen (vgl. ETZ 1914 S. 366) hat bei 20° C $c = 0,01784 = {}^1/_{56}$, $\alpha = 0,00393 = 1/254,5$, spez. Gew. 8,89. Leitfähigkeit des Handelskupfers in % des der mustergültigen bei 20° C anzugeben.

3. Joulesches Gesetz.

Fliefst durch einen Leiter vom Widerstande R in Ω ein Strom J in A, so entsteht in t sk eine Wärmemenge

$$Q = 0{,}239\, J^2 R t \text{ in g-WE.*)}$$

Hierauf beruhen verschiedene elektrische **Schweifs-, Löt- und Schmelzverfahren.**

Schweifsverfahren I. Bd. S. 669 ff. Schweifsdynamos II. Bd. S. 868 ff.

Beim elektrischen **Löten** verbindet man den positiven Pol mit dem zu verlötenden Stücke und benutzt als Lötkolben einen mit dem negativen Pol verbundenen Kohlenstab.

Schmelzen (Elektrisches) I. Bd. S. 634: Elektrostahlverfahren und näheres: Hütte, Taschenbuch für Eisenhüttenleute.

Herrscht an den Enden eines Leiters vom Widerstande R in Ω der Spannungsunterschied E in V, so wird von dem elektrischen Strome J in A in t sk die **Arbeit** in Wattsekunden oder Joule

$$\mathfrak{A} = EJt = J^2 R t$$

in Form von Wärme geleistet. Es ist demnach auch

$$\mathfrak{A} = 0{,}239\, EJt = 0{,}239\, J^2 R t \text{ in g-WE.}$$

Die elektrische **Leistung** (oder **Effekt**) ist die in 1 sk geleistete Arbeit (in Watt)

$$\mathfrak{E} = EJ = J^2 R.$$

Für Wechselströme s. auch S. 852.

4. Faradays elektrolytisches Gesetz.

Ein Strom J in A scheidet in t Zeiteinheiten aus einem elektrolytischen Bade eine Menge G in g aus:

$$G = kaJt,$$

worin a das chemische Aequivalent bedeutet, das aus Atomgewicht und Wertigkeit (Wasserstoff = 1) zu berechnen ist, und ferner

für t in sk: $k = 0{,}000010386$, | für t in min: $k = 0{,}0006232$,
für t in st: $k = 0{,}03739$.

Für die Berechnung elektrochemischer Betriebe ist mafsgebend der Widerstand des elektrolytischen Bades und die elektromotorische Gegenkraft (Polarisation) E der zu trennenden Verbindung. Für die letztere gilt die Beziehung

$$E = 0{,}000043\, W = \frac{W}{23\,300} \text{ in V,}$$

wenn W die **Wärmetönung** der zu trennenden Verbindung für 1 Aequivalent des Metalls in g-WE bedeutet.

[Allgemein ist Wärmetönung die Wärmemenge in g-WE, die bei einem chemischen Vorgange entwickelt (oder verbraucht) wird, wenn die Mengen in g der teilnehmenden Körper gleich deren Atomgewichten (bzw. Molekulargewichten) sind

---

*) 1 Gramm-WE (1 g-WE oder 1 g-cal.) ist die Wärmemenge, die erforderlich ist, um die Temperatur von 1 g Wasser von 0° auf 1° zu erhöhen; also 1 g-WE = 0,001 WE (I. Bd. S. 373 u. 393). Es ist 1 Joule (J) = 1 Sekundenvoltampere = 1 Voltcoulomb (VCb) = $\frac{1}{9{,}81}$ mkg = 0,102 mkg = $\frac{1000}{9{,}81 \cdot 427}$ g-WE = 0,239 g-WE.

Z. B. ergibt die vollkommene Verbrennung von C zu CO_2 (also rd. 12 g C mit 32 g O) die Wärmetönung 96 960 g-WE.]

Element	a	1 Coulomb scheidet aus mg	1 Ampere scheidet stündlich aus g	Element	a	1 Coulomb scheidet aus mg	1 Ampere scheidet stündlich aus g
Aluminium	9,0	0,09347	0,3365	Platin	97,2	1,00952	3,6343
Blei	103,2	1,07184	3,8585	Quecksilber	99,9	1,03756	3,7352
Gold	65,4	0,67924	2,4453	Sauerstoff	8,0	0,08309	0,2991
Kalium	39,0	0,40505	1,4582	Silber	107,7	1,11857	4,0269
Kupfer	31,6	0,32820	1,1815	Wasserstoff	1	0,01039	0,0374
Magnesium	12,0	0,12463	0,4487	Zink	32,4	0,33651	1,2114
Nickel	29,3	0,30431	1,0955	Zinn	58,7	0,60966	2,1948

5. Kapazität (Kondensator).

Die Kapazität C eines Körpers ist gleich der auf ihm befindlichen Elektrizitätsmenge (Ladung Q) bei einer elektromotorischen Kraft (ladende EMK) $= 1$, also $C = Q : E$.

Dimension der Kapazität S. 837.

Die Ladung Q_t eines Kondensators mit der Kapazität C nach t sk bei Anschlufs an eine elektromotorische Kraft (EMK) E durch den Widerstand R ist

$$Q_t = CE\left(1 - e^{-\frac{t}{CR}}\right);$$

der Ladungsrückstand Q_t' eines mit der EMK E' geladenen Kondensators ist bei Schliefsung des Kondensators durch den Widerstand r (oder bei offenem Kondensator mit dem Isolationswiderstand r) nach t' sk

$$Q_t' = CE'e^{-\frac{t'}{Cr}};$$

e ist die Basis der nat. Log. = 2,718282 (I. Bd. S. 48).

Die aufgespeicherte Arbeit ist $\mathfrak{A} = {}^1/_2\, CE^2$.

Bringt man einen Körper (Kondensator) in einen dielektrischen Stoff (Harz, Glas, Oele, Gummi), so erhöht sich seine Ladefähigkeit gegenüber der in Luft auf $Q_1 = kQ$, worin k die Dielektrizitätszahl heifst. (Luft und Gase $k \sim 1$; Glas = 6,6 bis 9,9; Kautschuk = 2,1 bis 2,7 [vulkanisiert]; Petroleum = 2,07; Paraffin = 1,95; Glimmer = 5.)

Kapazität von Kondensatoren:

Parallel geschaltete: $C = C_1 + C_2 + \ldots.$

Hintereinander geschaltete: $\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \ldots.$

Kugel $C = kr$ (r = Halbmesser);

Zylinder $C = kl : 2 \ln \frac{l}{r}$ (l Länge, r Halbmesser);

zwei parallele Zylinder (Leitungen)*)

$$C = kl : 4 \ln \frac{a}{r} \quad (a \text{ Abstand});$$

drei parallele Zylinder (Leitungen) durch die Ecken eines gleichseitigen Dreiecks*)

$$C = kl : 2 \ln \frac{a}{r} \quad (a \text{ Abstand});$$

Hohl- und Vollzylinder mit gemeinsamer Achse

$$C = kl : 2 \ln \frac{r_1}{r} \quad (r \text{ Halbmesser des Voll-}, r_1 \text{ innerer des Hohlzylinders});$$

zwei parallele Flächen

$$C = kO : 4\pi a \quad (O \text{ Inhalt}, a \text{ Abstand});$$

angenähert allgemein $C = \dfrac{k \times \text{Oberfläche}}{4\pi \times \text{Abstand der Leiter}}$.

C in Mikrofarad, wenn Abmessungen in cm und das Ergebnis mit 900 000 dividiert.

Wirkung der Kondensatoren in Wechselstromkreisen S. 853.

d. Elektromagnetische Wechselwirkungen.

1. Magnetisches Feld eines Stromes.

Der einen Leiter l durchfließende Strom J erzeugt um diesen ein magnetisches Feld. Die Richtung und Kraftwirkung dieses Feldes ergibt sich nach dem Ampereschen Gesetze (S. 849.)

In der Entfernung r von einem Leiterteilchen dl ist die Feldstärke (Kraftlinienzahl)

$$d\mathfrak{H} = J \sin \psi \, dl : r^2,$$

also

$$\mathfrak{H} = \int \frac{J \sin \psi \, dl}{r^2},$$

worin ψ der Winkel ist, den die Verbindungslinie des betrachteten Punktes und des Leiterteilchens mit dem Leiterteilchen bildet. Der Wert des Integrals richtet sich nach der Form des Leiters. Hierin steht J in absolutem Maſs = 10 A.

Feldstärke in der Mitte eines kreisförmigen Leiters vom Halbmesser r

$$\mathfrak{H} = \frac{2\pi J}{10 r} \text{ für } J \text{ in A.}$$

Feldstärke innerhalb eines **Solenoids** (Spule, Drahtspirale, Galvanometerwicklung, Magnetbewicklung einer Dynamomaschine), auf dessen Länge l insgesamt z Drahtwindungen kommen,

$$\mathfrak{H} = \frac{4\pi z J}{10 l} \text{ für } J \text{ in A.}$$

---

*) Angenähert, vgl. auch Definition der elektrischen Eigenschaften gestreckter Leiter des V. d. E. (Verlag J. Springer, Berlin) und Erläuterungen ETZ 1909 S. 1155 u. 1184.

Statt der Feldstärke $\mathfrak{H}$ verwendet man bei den praktischen Rechnungen meist die ihr proportionale Zahl der Amperewindungen für 1 cm Länge $\overline{AW'}$

$$\mathfrak{H} = \frac{4\pi \overline{AW'}}{10}; \quad \overline{AW'} = 0{,}8\,\mathfrak{H},$$

oder für die magnetomotorische Kraft (S. 841) $F = \Sigma \mathfrak{H} l$ die gesamte Zahl der Amperewindungen $\overline{AW} = 0{,}8\,F = 0{,}8\,\Sigma \mathfrak{H} l$.

2. Induktion.

Bewegt man ein Leiterteilchen von der Länge dl mit der Geschwindigkeit v in einem magnetischen Felde von der Stärke $\mathfrak{H}$, und bildet das Leiterteilchen mit den Kraftlinien den Winkel α, die Bewegungsrichtung mit der durch Kraftlinienrichtung und Leiterteilchen gelegten Ebene den Winkel ψ, so beträgt die Gröfse der induzierten elektromotorischen Kraft (EMK)

$$dE = \mathfrak{H} v \sin\alpha \sin\psi\, dl, \quad \text{und} \quad E = \int \mathfrak{H} v \sin\alpha \sin\psi\, dl.$$

E nimmt den gröfsten Wert an für $\alpha = 90^0$ und $\psi = 90^0$. Bewegt sich z. B. ein geradliniger Leiter von der Länge l in dieser Weise, so wird E in V ($= 10^8\, c^{3/2} g^{1/2} s^{-2}$), wenn l in cm, v in cm/sk,

$$E = \mathfrak{H} v l \cdot 10^{-8}.$$

Richtung der durch die EMK erzeugbaren Ströme S. 849.
Induktion in Dynamomaschinen und Motoren S. 875, 892, 899 u. 913.

3. Selbstinduktion.

Ebenso wie durch Bewegung eines Leiters in einem magnetischen Feld (s. u. **2.**) eine EMK erzeugt wird, entsteht in einem ruhenden Leiter durch Aenderung der Kraftlinienzahl des Feldes eine EMK. Da jeder von Strom durchflossene Leiter ein Feld erzeugt, wird durch Aenderung des Stromes J eine EMK, die EMK der Selbstinduktion, hervorgerufen, deren Richtung (s. u. 2) und deren Gröfse $E' = L \frac{dJ}{dt}$ ist, worin L, die Selbstinduktionszahl (Induktivität), nur von der Form des Leiters abhängt; s. nachstehend.

Einheit von L im CGS-System $= 1$ cm. L in Henry, wenn Abmessungen in cm und das Ergebnis durch 10^9 geteilt; in Millihenry, wenn durch 10^6 geteilt.

Bei anwachsendem Strom ist die EMK der Selbstinduktion dem Strom entgegengerichtet, wirkt also schwächend auf die EMK des Stromes; bei abnehmendem Strom wirkt sie als zusätzliche EMK.

Wirkung der Selbstinduktion s. nachstehend S. 848 u. 851.

Werte von L:

Ein Solenoid von der Länge l in cm, dem Querschnitt q des Innenraumes in qcm und mit z Drahtwindungen erzeugt ein Feld mit $N_i = \frac{4\pi z q}{l} J$ Kraftlinien. Somit wird die EMK der Selbstinduktion

$$E' = z\frac{dN_i}{dt} = \frac{4\pi z^2 q}{l}\frac{dJ}{dt} \quad \text{und} \quad L = [4\pi z^2 q : l] \; (.10^{-9} \text{ in Henry})$$

Zwei parallele Leiter (Schleife = Hin- und Rückleitung) mit Kreisquerschnitt (Halbmesser r in cm), Gesamtlänge l in cm, gegenseitigem Abstand d in cm:

$$L = l\,[0{,}5 + 2 \ln (d : r)] \quad (.10^{-9} \text{ in Henry}).$$

Zwei parallel geschaltete Stromkreise mit den Ohmschen Widerständen r_1 und r_2 und den Selbstinduktionszahlen L_1 und L_2 ergeben eine Mittel-Selbstinduktionszahl

$$L = \frac{r_2^2 L_1 + r_1^2 L_2}{(r_1 + r_2)^2}.$$

Wirkung der Selbstinduktion L in einem Stromkreis mit dem Widerstand R: Bei unveränderlicher EMK E erreicht der Strom erst nach der Zeit $t = \infty$ den Wert $J = E : R$, nach t sk ist

$$J_t = E\left(1 - e^{-\frac{Rt}{L}}\right) : R.$$

Bei plötzlichem Aufhören von E sinkt der Strom J in t' sk auf

$$J_{t'} = E e^{-\frac{Rt'}{L}} : R.$$

$e = 2{,}718282$ ist die Basis der nat. Log. (I. Bd. S. 48). Bei veränderlicher EMK, Wechselstromkreise, S. 852 ff.

4. Gegenseitige Induktion.

Entsprechend wie die Stromänderung in einem Leiter in diesem die EMK der Selbstinduktion (s. u. 3.) erzeugt, wird in einem benachbarten Leiter eine EMK der gegenseitigen Induktion hervorgerufen, deren Wert $E'' = L' \frac{dJ}{dt}$ ist, worin L' die Zahl der gegenseitigen Induktion. L' hat denselben Wert gleich, in welchem der beiden Leiter die Stromänderung stattfindet. Einheit von L' wie von L S. 847.

Die Werte von L' sind durch Versuche zu bestimmen, in besonderen Fällen auch zu berechnen, z. B.:

Für zwei konzentrische ringförmige Spulen von der Länge l in cm, dem Querschnitt des Innenraumes q in qcm und mit z_1 und z_2 Windungen ist

$$L' = [4 \pi z_1 z_2 q : l] \quad (.10^{-9} \text{ in Henry}).$$

e. Richtungsregeln.

1. Man bezeichnet bei **Magneten** die Richtung der Kraftlinien als positiv, die aufserhalb des Magneten von dessen Nordpol zum Südpol laufen.

In einem magnetischen Feld zeigt der Nordpol einer Magnetnadel nach der positiven Richtung der Kraftlinien.

2. Man bezeichnet bei **elektrischen Strömen** die Richtung als positiv, in der der Strom, einen Eisenstab im Sinne des Uhrzeigers umfliefsend, an dem dem Beobachter zugekehrten Stabende einen Südpol erzeugt.

Man bezeichnet den elektrischen Pol eines Stromerzeugers als positiv, von dem der positive Strom aufserhalb des Erzeugers ausgeht.

Bei Primärelementen fliefst der positive Strom aufserhalb des Elementes vom Kupfer oder von der Kohle zum Zink.

3. Man bestimmt bei einer im Betriebe befindlichen **elektrischen Anlage** die Polarität, indem man die Drahtenden durch angefeuchtetes Polreagenzpapier überbrückt. Die gebräuchlichen Papiersorten färben sich am negativen Pol. Gewöhnliches Lackmuspapier wird am negativen Pol blau, am positiven rot.

Oder man taucht in ein Glas mit erforderlichenfalls angesäuertem Wasser Kupferdrähte, die an die zu prüfenden beiden Pole angeschlossen sind. Es tritt dann nur am negativen Pol eine merkbare Gasentwicklung (Wasserstoff) auf; der Sauerstoff am positiven Pol geht mit dem Kupfer eine Verbindung ein.

Verwendet man als Elektroden Bleiplatten in verdünnter Schwefelsäure, so färbt sich die positive Platte in kurzer Zeit deutlich braun.

Bei Bestimmung der Stromrichtung mit der Magnetnadel (s. u. **4.**) wird bei Starkstromanlagen meist die Vorschaltung eines Widerstandes (z. B. einer Glühlampe) zur Vermeidung von Kurzschlufs erforderlich.

4. Amperesche Schwimmregel. Denkt man sich in einem Stromleiter in der Richtung des elektrischen Stromes schwimmend und sieht eine Magnetnadel an, so wird deren Nordpol durch den Strom nach links abgelenkt.

5. Richtung induzierter Ströme. α) Abb. 3 zeigt ohne weiteres den Zusammenhang zwischen Richtung der induzierten elektromotorischen Kraft (EMK) der Kraftlinien und der Bewegung. β) Ist N die Nordpolfläche eines hinter der Papierebene liegenden Magneten (Abb. 4) und *a b* ein winkelrecht zu seiner eigenen Richtung vor dem Pol vorüber bewegter Leiter, so fliefst der induzierte elektrische Strom in der Richtung, in der bei der Bewegung des Leiters der Schnittpunkt mit der schrägen Linie des N auf dem Leiter fortschreitet; also bei der Bewegung des Leiters von links nach rechts fliefst der Strom von oben nach unten. γ) Sieht man in Richtung der Ankerdrehachse, so tritt bei Drehung im Sinne der Uhrzeigerbewegung der Strom unter dem **S**üdpol au**S**, unter dem **N**ordpol ei**N**.

Abb. 3.

EMK
Kraftlinie
Bewegung

Abb. 4.

a
N
b

6. Kraftrichtung. Gleich gerichtete Ströme ziehen einander an, ungleich gerichtete stofsen einander ab. — Ein von einem geschlossenen Leiter erzeugtes Feld hat bei Vorhandensein eines zweiten Feldes das Bestreben, sich so zu drehen und zu verschieben, dafs es der Richtung und Lage nach mit dem zweiten Felde zusammenfällt **(Amperesches Gesetz).**

Wird durch Bewegung eines Leiters in einem Felde ein Strom erzeugt, so übt das Feld auf den Leiter eine Kraft aus, deren Richtung der Bewegungsrichtung des Leiters entgegengesetzt ist. Gewinnen andere elektromotorische Kräfte über die Induktion das Uebergewicht,

so kehrt sich die Kraftrichtung um; die Bewegungsrichtung bleibt dieselbe, sofern die Feldrichtung unverändert bleibt, Drehrichtung einer Haupt- und Nebenschlufsdynamo als Motor (vgl. S. 868).

f. Allgemeines über Wechselstrom.

1. Grundgesetze.

α) Die Spannungs- oder Stromkurve eines Wechselstromes läfst sich allgemein als periodische Funktion durch eine Fouriersche Reihe ausdrücken (vgl. I. Bd. S. 124).

Meist legt man den Rechnungen die einfachste harmonische Funktion, die Sinuslinie, als Gesetz zugrunde

$$e = e_{max} \sin \alpha, \qquad i = i_{max} \sin(\alpha - \varphi),$$

obwohl vielfach Abweichungen auftreten.

Der Zeitabschnitt zwischen zwei Nullwerten eines Wechselstromes heifst Wechsel und der doppelte Zeitabschnitt Periode. Abb. 5 stellt also in ihrer ganzen Länge zwei Wechsel (= eine Periode) dar. Die Zahl der Perioden in der Sekunde ν heifst **Frequenz**; übliche Werte s. u. VI. Eigenschaften verschiedener Stromsysteme und Wahl.

Die Zeit wird durch Winkel gemessen, u. zw. wird die Zeit einer vollen Periode $= 2\pi$ oder $= 360^0$ gesetzt. Die Dauer einer Periode ist demnach $T = 1 : \nu$ (vgl. S. 854: Zeichnerische Darstellung).

Für die Augenblickswerte der Spannung und der Stromstärke gelten bei induktionsfreiem Widerstande dieselben Gesetze wie für Gleichstrom. Man definiert die sich aus den einzelnen Augenblickswerten zusammensetzende „effektive“ Spannung (auch schlechthin Spannung des Wechselstromes genannt) derart, dafs der dynamische und der thermische Effekt der gleiche wird wie bei Gleichstrom. Hiernach ist die **„effektive“ Spannung** bzw. der **„effektive“ Strom** nicht der algebraische Mittelwert aus den Augenblickswerten, sondern die Quadratwurzel aus dem Mittelwerte der Quadrate:

$$E = \sqrt{\frac{\int e^2 dt}{t}} \quad \text{bzw.} \quad J = \sqrt{\frac{\int i^2 dt}{t}}.$$

Bei Verlauf der Spannungskurve nach der Sinuslinie (s. o.) ist die effektive Spannung des Wechselstromes $E = \frac{e_{max}}{\sqrt{2}} = 0{,}707\, e_{max}$

und der wahre Mittelwert $M(e) = \int \frac{e\,dt}{t} = \frac{2}{\pi} e_{max} = 0{,}637\, e_{max}$, worin e_{max} den gröfsten Wert der Spannungswelle bedeutet. Das Verhältnis $\frac{E}{M(e)} = f$ heifst **Formfaktor** des Wechselstromes; für sinusförmigen Verlauf ist $f = 1{,}11$. In gleicher Weise wird die Stromstärke eines Wechselstromes definiert zu

$$J = \frac{i_{max}}{\sqrt{2}} = 0{,}707\, i_{max}; \quad M(i) = \frac{2}{\pi} i_{max} = 0{,}637\, i_{max}.$$

In Abb. 5 ist die effektive Spannung des Wechselstromes durch die ausgezogene Linie und der Mittelwert aus den Augenblicksspannungen als punktierte Linie dargestellt. Durchfließt ein Wechselstrom mit der dargestellten Spannungskurve eine Glühlampe, so bringt er dieselbe Wirkung hervor wie Gleichstrom von der Spannung E. Mithin sind die für eine bestimmte Gleichspannung hergestellten Glühlampen ohne weiteres für die gleiche effektive Wechselspannung verwendbar. Wechselspannungen können daher durch Hitzdrahtgeräte gemessen werden, die vorher mit Gleichstrom geeicht sind.

Abb. 5.

β) Bei **induktionsfreiem** Widerstande sind die Augenblickswerte der Stromstärke mit denen der Spannung in Phase ($\varphi = 0$), die Null-, Maximum- und Minimumwerte treten also bei Strom und Spannung gleichzeitig auf, und es gilt auch für die effektive Spannung E und die effektive Stromstärke J das **Ohmsche Gesetz** (S. 841): $J = E : R$.

γ) In Stromkreisen mit **Selbstinduktion** (insbesondere bei induktiver Belastung durch Motoren, Bogenlampen, Transformatoren) ist die Stromstärke gegen die Spannung in der Phase um φ verschoben. An Stelle des Ohmschen Gesetzes gilt für den ganzen Stromkreis, wenn die Selbstinduktionszahl L unveränderlich ist, die Gleichung (vgl. S. 847)

$$e = L\frac{di}{dt} + iR,$$

worin e und i die Augenblickswerte der Spannung und Stromstärke sind. Führt man ihre Werte ein, integriert und beachtet, daſs im stetigen Zustande die Integrationskonstante verschwindet, die dem Anwachsen des Stromes auf den stetigen Wert J (s. o.) entspricht, so ist für die Effektivwerte bei sinusförmigem Verlauf

$$J = \frac{E}{\sqrt{(2\pi\nu L)^2 + R^2}} = \frac{E}{\sqrt{\omega^2 L^2 + R^2}} = \frac{E}{\mathfrak{R}},$$

worin ν die Frequenz, $\omega = 2\pi\nu$ die Winkelgeschwindigkeit ist (vgl. I. Bd. S. 146).

Die Gleichung entspricht dem Ohmschen Gesetze, wenn man als Widerstand den Wert $\mathfrak{R} = \sqrt{(2\pi\nu L)^2 + R^2}$ auffaſst. Diese Gröſse, **Impedanz,** Richtungswiderstand oder scheinbarer Widerstand genannt, ist nach Abb. 6 zeichnerisch zu ermitteln. Die Kathete $2\pi\nu L$ heiſst die **Reaktanz** des Kreises. Denkt man sich alle Seiten des Dreiecks mit der Stromstärke J multipliziert, so ergibt JR den Ohmschen Spannungsverlust, $2\pi\nu LJ$ den induktiven Spannungsverlust (Reaktanzspannung), die Hypotenuse $J\mathfrak{R}$ die Gesamtspannung (bzw. -Verlust). Die Reaktanzspannung eilt dem

Abb. 6.

Strome, der als Vektor (vgl. S. 854) die Richtung JR hat, um 90^0 nach; die zu ihrer Ueberwindung erforderliche Komponente der Gesamtspannung eilt dem Strome also um 90^0 vor, und die Gesamtspannung $J\mathfrak{R}$ eilt dem Strome um den Winkel φ vor, der sich aus dem Dreieck des Richtungswiderstandes (oder der Spannungen) ergibt. Dieser Winkel φ stellt nach vorstehendem den Winkel dar, um den Spannungs- und Stromkurve bei sinusförmigem Verlaufe gegeneinander in der Phase verschoben sind.

Ist also $e = e_{max} \sin \alpha$,
so ist $i = i_{max} \sin(\alpha - \varphi)$.

Wenn Strom und Spannung in der Phase verschoben sind, so ist die wirkliche **Leistung** (der elektrische **Effekt**)

$$\mathfrak{E} = EJ \cos \varphi \text{ Watt.}$$

Die Komponente $J \cos \varphi$ wird deshalb Wattstrom, die Komponente $J \sin \varphi$ wattloser Strom, der Wert **$\cos \varphi$ Leistungsfaktor** genannt.

Elektrodynamische Wattmeter zeigen diesen Wert unmittelbar an. Wenn Spannung und Stromstärke einzeln gemessen werden, ergibt das Produkt EJ die scheinbare Leistung in Voltampere. Zur Feststellung der wirklichen Leistung ist dann die Messung von $\cos \varphi$ erforderlich. Man setzt bei von der Sinusform abweichenden Wechselströmen das Verhältnis Watt : Voltampere, das höchstens $= 1$ werden kann, meist aber kleiner ist, ($= \cos \varphi$, Leistungsfaktor) ohne dafs der tatsächliche Verschiebungswinkel zwischen E und J dem angenommenen Winkel φ entspräche. Zur Messung von $\cos \varphi$ kann das Wattmeter (Leistungszeiger) zusammen mit dem Amperemeter (Stromzeiger) und Voltmeter (Spannungszeiger), wobei $\cos \varphi = \mathfrak{E} : EJ$, oder der Phasenmesser dienen, der die wattlose Komponente des Stromes $J \sin \varphi$ mifst.

δ) Für die richtige **Bemessung der Antriebsleistung** und **Gröfse einer Wechselstrommaschine** ist wenigstens die ungefähre Kenntnis von $\cos \varphi$ erforderlich, da die Erwärmung der Dynamomaschine dem Quadrat des Gesamtstromes J, also von der scheinbaren Leistung abhängt, und die wattlosen Ströme $J \sin \varphi$ der Transformatoren und Motoren entmagnetisierend wirken, also den Spannungsabfall erhöhen. Der Leistungsbedarf N der Dynamomaschine ist jedoch (abgesehen davon, dafs der Wirkungsgrad η bei induktiver Belastung etwas kleiner ist als bei induktionsfreier) von der wirklichen Leistung abhängig, also

$$N = \frac{EJ \cos \varphi}{1000\, \eta} \text{ in kW oder } = \frac{EJ \cos \varphi}{736\, \eta} \text{ in PS.}$$

Es ist üblich, die zulässige Belastung der Wechselstrommaschinen und synchronen Motoren für induktionsfreien Strom in Kilovoltampere (kVA) und den zulässig kleinsten $\cos \varphi$ anzugeben.*) Bei induktiver Belastung sind also die Antriebsmaschinen $\cos \varphi$ mal kleiner oder bei gegebener wirklicher Leistung die Wechselstrommaschinen $(1/\cos \varphi)$ mal gröfser zu wählen.

Der Wert $\cos \varphi$ hängt in erster Linie von der Zahl, Gröfse, Belastung und Bauart der verwendeten Motoren ab. Motoren, die im

*) Vgl. Normalien für Prüfung und Bewertung elektrischer Maschinen und Transformatoren des V. d. E. Verlag J. Springer, Berlin.

Verhältnis zu ihrer Gröfse schwach belastet sind, verringern den Leistungsfaktor bis auf 0,5 bis 0,6, beim Anlauf selbst auf 0,2 bis 0,3. Bei städtischen Zentralen kann, wenn der Anteil der Motoren gegenüber der Beleuchtung nicht aufsergewöhnlich hoch ist, in den Abendstunden i. M. $\cos\varphi = 0{,}9$ gesetzt werden. Bei Tage sinkt $\cos\varphi$ dann häufig auf 0,7 und tiefer.

Auch die Kabel und Maschinenwicklungen werden für gleiche Leistung bei verschobenem Strom stärker erwärmt als bei induktionsfreier Belastung, da der Verlust durch Stromwärme $\mathfrak{E} = J^2 R$ in Watt hier im Verhältnis $1 : \cos^2\varphi$ gröfser ist, indem für gleiche Leistung J im Verhältnis $1 : \cos\varphi$ gröfser sein mufs.

ε) Arbeitet ein Wechselstrom auf einen elektrostatischen **Kondensator** (z. B. ein Kabel, s. auch S. 845), so ruft der Ladestrom eine der Phasenverschiebung bei Selbstinduktion entgegengesetzte zwischen Strom und Spannung hervor. Daher kann sich bei gleichzeitigem Vorhandensein einer Kapazität und einer Selbstinduktion die Wirkung beider aufheben (s. u.). Ohne Selbstinduktion und Ohmschen Widerstand im Stromkreis eilt der wattlose Ladestrom des Kondensators der Spannung um 90° vor und wirkt magnetisierend auf die Dynamos ein. Dieser Fall tritt annähernd ein bei Kabeln, die endseitig offen sind. Der wattlose Ladestrom erreicht bei langen Kabeln und hohen Spannungen oft einen bedeutenden Wert, sein Augenblickswert ist

$$i = C \frac{de}{dt} 10^{-6}\,\text{A},$$

sein Effektivwert $\qquad J = \omega C E \, 10^{-6}\,\text{A},$

worin C die Kapazität in Mikrofarad, $\omega = 2\pi\nu$, ν die Frequenz, E die effektive Spannung in V bedeutet.

Ist R der Ohmsche Widerstand der Zuleitung, L die Selbstinduktionszahl, die übrigen Bezeichnungen wie vorher, so wird

$$E = J\sqrt{R^2 + \left(L\omega - \frac{1}{C\omega}\right)^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

und die Spannung am Kondensator

$$V = J : C\omega \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

ζ) Sind Kapazität, Selbstinduktion und Periodenzahl in bestimmter Weise abgeglichen, so kann $\cos\varphi = 1$ werden (**Resonanz**), und bei anderer Abgleichung kann am Kondensator eine mäfsige Spannungserhöhung (**Ferranti-Effekt**) auftreten.

Resonanz tritt ein, wenn (vgl. Gleichung 1) $L\omega = 1 : C\omega$ oder $T = \frac{1}{\nu} = 2\pi\sqrt{CL}$. Da die Wurzel auf R einschrumpft, ist $E = J R$, also stärkerer Strom für gegebene Spannung (Stromresonanz), oder bei Parallelschaltung von C und L stärkere Spannung am Kondensator.

Die Isolation der Leitungen, Maschinen und Apparate kann durch diese Erhöhungen bei plötzlicher Unterbrechung eines Kurzschlusses leicht gefährdet werden. Die dabei auftretende Spannung kann höchstens $V_k < J_k \sqrt{\frac{L}{C}}$ werden, wenn J_k Kurzschlufsstrom ist. $\sqrt{\frac{L}{C}}$ beträgt bis zu 400 V für 1 A bei Luftleitungen, vgl. Herzog-Feldmann, Handb. der El. Beleuchtg., 3. Aufl.

η) **Erweiterung der Kirchhoffschen Gesetze** (vgl. S. 842), Addition von Wechselspannungen und Strömen.

In allen Fällen ist g l e i c h e F r e q u e n z der zusammenzusetzenden Spannungen und Ströme vorausgesetzt.

1. In einem geschlossenen Stromkreis bilden die elektromotorischen Kräfte mit den als gegenelektromotorischen Kräften aufgetragenen Ohmschen und induktiven Spannungsverlusten (S. 851) bei Aneinanderreihung derselben nach dem Polardiagramm ein geschlossenes Vieleck (zeichnerische Darstellung s. u.); für zwei Spannungen gilt

$$E = \sqrt{E_1^2 + E_2^2 + 2 E_1 E_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1)},$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{E_1 \sin \varphi_1 + E_2 \sin \varphi_2}{E_1 \cos \varphi_1 + E_2 \cos \varphi_2}.$$

2) Treffen in einem Punkte mehrere Wechselströme verschiedener Phase zusammen, so bilden sie bei Aneinanderreihung nach dem Polardiagramm ein geschlossenes Vieleck (zeichnerische Darstellung s. u.); für die Augenblickswerte gilt wie S. 842 $\Sigma i = 0$; für die Effektivwerte die Gleichungen wie unter 1. mit J statt E.

Man hüte sich, Zeitwinkel mit Ortwinkeln zu verwechseln. Die Ortwinkel, welche die einzelnen, in dem Punkte zusammentreffenden Leitungen miteinander bilden, sind hierbei gleichgültig.

2. Zeichnerische Darstellung.

Man bedient sich an Stelle der Darstellung der Wellenlinien (Abb. 5 S. 851 und Abb. 9 S. 855) mit Vorteil des Polardiagramms. Bei sinusförmigem (sinoidalem) Verlauf des Wechselstromes ist das Polardiagramm ein Kreis, der durch den Anfangspunkt der Koordinaten geht (Abb. 7). Der Vektor legt während einer Periode, von OX anfangend, den Winkel 2π zurück, OA stellt den Höchstwert des Stromes oder der Spannung dar. Der Polarkreis schneidet auf dem Vektor die Augenblickswerte der Spannung und Stromstärke ab, z. B. nach Zurücklegung des Winkels α die Strecke OB.

Abb. 7.

Die auf der rückwärtigen Verlängerung des Vektors abgeschnittenen Strecken, OC_1 z. B., werden negativ gezählt.

α ist der Zeitwinkel, den der Vektor, von einem bestimmten Anfang ausgehend, bis zur Erreichung des Wellenberges zurücklegen mufs. Zwei Wechselströme haben „gleiche Phase", wenn sie gleichzeitig ihre Höchstwerte erreichen, oder wenn der Winkel α für beide gleich ist, andernfalls sind sie um den Winkel $\alpha_1 - \alpha_2$ in der Phase gegeneinander verschoben (Abb. 8). Treten in einem einfachen oder zusammengesetzten Stromkreis zwei sinusförmige Strom- oder Spannungswellen **von gleicher Frequenz** auf, so können sie in einfacher Weise zusammengesetzt werden. Die Summen oder Differenzen der gleichzeitigen Augenblickswerte beider Wellen

bilden eine neue Sinuswelle, deren Amplitude und Phase (Zeitwinkel) durch Bildung des Parallelogramms gefunden werden. Treten z. B. in einem einfachen Stromkreis in zwei hintereinander geschalteten Spulen elektromotorische Kräfte E_1 und E_2 mit den Phasen α_1 und α_2 auf, so findet man die resultierende Spannungswelle E mit der Phase α durch das Parallelogramm 0 1 3 2 (Abb. 8).

Die Zusammensetzung der Spannungen geschieht in gleicher Weise wie die der Geschwindigkeiten (I. Bd., Mechanik S. 143 ff.).

Anders liegen die Verhältnisse, wenn ein Widerstand, z. B. eine Glühlampe, zwischen zwei Leitungen mit Spannungen E_1, E_2 verschiedener Phase geschaltet ist. Während im ersten Falle gleichgerichtete Spannungen sich addierten, ist hier der Unterschied der Spannungen mafsgebend; man mufs daher den positiven Wert E_2 der einen mit dem negativen Wert $(-E_1)$ der anderen zusammensetzen und erhält die zwischen den Leitungen auftretende Spannung E' (Abb. 8).

Abb. 8.

Die Bestimmung der Spannung an der Glühlampe entspricht der Aufsuchung der Relativgeschwindigkeit (I. Bd., Mechanik S. 146).

Die die Sinuswellen darstellenden Polarkreise werden in der Regel nicht gezeichnet; man trägt die Durchmesser unter bestimmten, das gegenseitige Phasenverhältnis darstellenden Winkeln auf und reiht, wie in der graphischen Statik, statt der Parallelogrammbildung die Strecken durch Parallelverschiebung aneinander. Meistens werden im Diagramm statt der Höchstwerte der Sinuswellen die effektiven Werte (S. 922) aufgetragen.

Der Ohmsche Verlust im Widerstand R hat mit der zugehörigen Stromstärke J stets gleiche Phase und ist als elektromotorische Gegenkraft JR negativ aufzutragen.

3. Die wichtigsten Mehrphasen-Systeme.

α) Bei dem Dreiphasenstrom oder **Drehstrom** sind die Stromphasen um 120° gegeneinander verschoben (Abb. 9). Die Welle II, die der Welle I um 120° nacheilt, kann offenbar auch gewonnen werden durch die entgegengesetzten Werte entsprechend der punktiert angedeuteten Welle, die der Welle I um 60° voreilt. Es ist hierfür nur der umgekehrte Anschlufs der betreffenden Spule erforderlich (vgl. Abb. 9). Die drei Phasen werden beim Dreh-

Abb. 9

Abb. 10.

Abb. 11.

Abb. 12.

Abb. 13.

strom stets verkettet, so daſs statt 6 Leitungen nur 3 (oder 4) erforderlich sind; der vierte Draht oder Nulleiter (Abb. 13) führt bei gleichmäſsiger Belastung der 3 Phasen und sinusförmigem Verlauf der Ströme keinen Strom, was sich aus dem Kirchhoffschen Gesetz (S. 854) ergibt. Sind aber Oberschwingungen vorhanden, so führt selbst bei gleichmäſsiger Belastung aller Phasen der Ausgleichs (oder Null-)leiter die Summe aller Ströme dreifacher Schwingungs- oder Periodenzahl. Zuweilen schaltet man Lampen zwischen jeden der 3 Auſsenleiter und den Nulleiter, und Motoren nur zwischen die 3 Auſsenleiter, oder man verwendet umgekehrt die Spannung E_s zum Betrieb der Motoren, die Spannung E_h zum Lichtbetrieb.

Die Verkettung der einzelnen Phasen erfolgt entweder in (Netz- oder) Dreieckschaltung (Abb. 10) oder in Sternschaltung (Abb. 11). Jede Zackenlinie bedeutet hierbei die Gesamtheit aller hintereinander geschalteten Spulen gleicher Phase. Es ist üblich, diese Schaltungen schematisch nach Abb. 12 u. 13 darzustellen. Bezeichnet E_s die Gesamtspannung der Spulen einer Phase, so ist die Spannung E_h zwischen zwei Hauptleitungen

bei Dreieckschaltung $E_h = E_s$,

bei Sternschaltung $E_h = 2\,E_s \sin 60^0 = E_s \sqrt{3}$.

E_s heiſst Stern-, E_h verkettete Spannung.

Die Spannung eines (Haupt-) Auſsenleiters gegen einen gedachten oder ausgeführten Nulleiter E_p ist

bei Dreieckschaltung $E_p = E_s \dfrac{1}{\sqrt{3}}$,

bei Sternschaltung $E_p = E_s$.

In beiden Fällen ist $E_h = E_p \sqrt{3}$.

β) Beim **Zweiphasenstrom** sind die Stromphasen um 90⁰ gegeneinander verschoben. Die beiden Leitungen jeder Phase werden entweder getrennt geführt (4 Leitungen) oder sie werden verkettet, meist nach Abb. 14 (Schaltung mit 3 Leitern). Die Spannung zwischen Leitung I und III sowie zwischen III und II ist gleich der Spannung E_s der Spulen jeder Phase, und die Spannung zwischen I und II $E_h = 2\,E_s \sin 45^0 = E_s \sqrt{2}$. Die Lampen werden in der Regel zwischen Leitung I und III sowie II und III eingeschaltet; die Ausgleichleitung III führt dann bei gleichmäſsiger Belastung jeder Phase mit dem Strome J den Rückstrom $J\sqrt{2}$, ist also zweckmäſsig stärker zu bemessen. Sind an ein Zweiphasennetz verhältnismäſsig viel Motoren anzuschlieſsen, so schaltet man zuweilen die Lampen auch mittels einphasiger Wechselstromtransformatoren nur zwischen die Leitungen I und II und führt nur in die zweiphasig gebauten Motoren alle drei Leitungen ein.

Abb. 14.

γ) Dem Zweiphasensystem mit gemeinsamer Rückleitung und der zuletzt angegebenen Schaltung der Lampen und Motoren verwandt ist das **Monozyklische System,** das besonders von amerikanischen Firmen

häufig angewendet wurde, für Neuanlagen jedoch nur selten in Betracht kommt. Man erzeugt dabei in der Hauptphase die Spannung E, in der aus dünnerem Draht bestehenden Hülfsphase oder Zusatzphase die senkrecht zu E stehende Spannung $\frac{E}{2}\sqrt{3}$ (Abb. 15). Hauptphase und Hülfsphase bilden miteinander also Grundlinie und Höhe eines gleichseitigen Dreiecks, wobei die Lampen zwischen I und II mit Wechselstrom betrieben, die Motoren zwischen den 3 Leitungen als Drehstrommotoren angelassen und als solche oder als Einphasenmotoren weiter betrieben werden.

Abb. 15.

Bei dem Monozyklischen System nach Steinmetz wird die Spannung der Hülfsphase kleiner ($= E/4$) genommen, wobei die Motoren als Mehrphasenmotoren anlaufen, nach dem Anlauf bei entsprechender Wicklung die Hülfsphase nur geringen Strom führt.

δ) Zur Umwandlung von Zweiphasen- in Drehstrom und umgekehrt dient die **Scottsche Schaltung** (s. u. IV. Umformer und Transformatoren).

II. Galvanische Elemente.

a. Primäre Elemente.

1. Normalelemente: L. Clark, amalgamiertes Platinblech in einer Paste aus Quecksilberoxydulsulfat, Zinksulfat und Quecksilber, Zink in Zinksulfatlösung: $Hg/Hg_2SO_4/ZnSO_4/Zn$. Die elektromotorische Kraft E des Elementes nimmt mit steigender Temperatur t ab.

$$E = 1{,}43285 - 0{,}00119\ (t - 15)\ \text{V}.$$

Das **Westonsche** Normalelement: $Hg/Hg_2SO_4/CdSO_4/Cd$, ergibt mit einer bei 4^0 C gesättigten $CdSO_4$-Lösung und einem Ueberschufs fester Kristalle eine fast von Temperaturschwankungen unabhängige Spannung $E = 1{,}0190$ V (für 1^0 C etwa 0,004 % Aenderung).

Wegen des geringeren, meist zu vernachlässigenden Temperaturkoeffizienten ist das Westonsche Element vorzuziehen. Zulässige Strombelastung der Normalelemente $\leqq 0{,}5 \cdot 10^{-4}$ Amp.

Beide Elemente werden bei nicht Transporteinflüssen unterworfener Ausführung von der Reichsanstalt beglaubigt (vgl. S. 838).

2. Zusammensetzung verschiedener galvanischer Elemente und ihre elektromotorische Kraft, die von der Reinheit und Stärke der Lösungen abhängig ist, nebenstehende Tafel.

Die Schwefelsäure soll man in Gebrauchselementen nicht stärker als 1 : 20 nehmen.

Vielfach werden Trockenelemente verwendet (besonders von der Postverwaltung) mit 1,4 bis 1,5 V EMK und 0,1 bis 0,5 Ω innerem Widerstand je nach ihrer Gröfse.

Name	Lösungs-elektrode	Lösungs-flüssigkeit	Ableitungs-elektrode	Depolarisierende Körper	EMK V
Daniell *)	Zn **)	H_2SO_4; 1 : 12	Cu	$CuSO_4$	0,95
„ *)	Zn **)	H_2SO_4; 1 : 4	Cu	$CuSO_4$	bis
„ *)	Zn **)	$ZnSO_4$	Cu	$CuSO_4$	1,14
Grove *)	Zn **)	H_2SO_4; 1 : 12	Pt	HNO_3 ***)	1,8 bis 1,9
Bunsen *)	Zn	H_2SO_4; 1 : 12	C	HNO_3†)	1,8
Krüger	Zn	$ZnSO_4$	Verkupferte Bleiplatte	$CuSO_4$	1.008
Meidinger	Zn **)	$MgSO_4$	Cu	$CuSO_4$	1,07 bis 1,14
Bunsen, Tauchelement	Zn **)	= depol. Körper	C	16 G.-T. $K_2Cr_2O_7$ 37 „ H_2SO_4 100 „ H_2O	2,3
Leclanché	Zn **)	NH_4Cl	C + MnO_2	NH_4Cl	1,3 bis 1,40
Lalande und Chaperon	Zn	KOH von 30 bis 40 %	Fe	—	1.0

b. Sekundäre Elemente (Sammler, Akkumulatoren).

Bleiakkumulatoren.

Von Akkumulatoren mit anderen Metallen kommt heute nur der alkalische **Edison-Akkumulator** in Frage. ††)

1. Wirkungs- und Herstellungsart. Die Wirkung beruht auf der chemischen Zersetzung von meist auf plattenförmigen Trägern aus Blei befestigten Bleiverbindungen in verdünnter Schwefelsäure. Bei der Ladung wird auf der positiven Platte Bleisuperoxyd, auf der negativen schwammiges Blei erzeugt; bei der Entladung geht beides in Bleisulfat über; der Vorgang verläuft nach

$$\text{Entladung} \longrightarrow PbO_2 + H_2SO_4 + Pb$$
$$= PbSO_4 + 2\,H_2O + PbSO_4 \longleftarrow \text{Ladung.}$$

Die älteste Herstellungsart der **Bleiakkumulatoren** (Planté) bestand in dem wiederholten Laden und Entladen (Formieren) von Bleiplatten in verdünnter Schwefelsäure.

*) Die Elemente haben Tonzellen.

**) Amalgamiertes Zink, Amalgamation z. B. nach Reynier: Dem geschmolzenen Zn wird 4 % Hg beigemischt (Vorsicht!).

***) Spez. Gew. 1,33. †) Rauchende.

††) Von der Deutschen Edison-Akkumulatoren-Company, Berlin, für Kraftwagen, Triebwagen, Lokomotiven, Telegraphie und Telephonie, Boote usw. wegen geringen Gewichts, Raumbedarfs und großer Unempfindlichkeit gegen rauhe mechanische und elektrische Behandlung und hohe Stromstöße empfohlen. Die geschlossenen Zellen bestehen aus vernickeltem Stahlblech; die wirksamen Bestandteile sind Eisen und Nickel in Kalilauge, 21 % = 1,2 spez. Gew. Die Umsetzung erfolgt nach $2\,Ni(OH)_3 + KHO + Fe = 2\,Ni(OH)_2 + KHO + Fe(OH)_2$. Die Ladespannung steigt von 1,6 auf 1,8 V, die Entladespannung sinkt von 1,4 auf 1,0 V, sie ist im Mittel etwa 1,2 V, Beanspruchung der Zellen mit normalen Strömen vorausgesetzt. Die Ladezeit beträgt je nach Typ 4 bis 7 st, die Entladezeit 4 bis 5 st. Ladestrom gleich Entladestrom bei 7stündiger Lade- und 5stündiger Entladezeit. Kurzzeitige Steigerung des Ladestromes auf den 6- bis 4fachen Wert je nach Größe des Typs ist zur Abkürzung der Ladezeit bzw. Nachladen der Zellen zulässig, ebenso sind kurzzeitige Steigerungen der Entladestromstärke auf den 3- bis 4fachen Wert und Entladungen der Zelle bis auf 0 V. ohne Schaden. Wirkungsgrad bei normaler Entladung bezogen auf A/st etwa 71 %, bezogen auf W/st etwa 51 % für die in den Listen angegebenen Zellen, steigend bei größeren nach Angabe der Firma bis auf 86 bzw. 60 %. Leistungsfähigkeit bezogen auf Gewicht, betriebsfertig, etwa 20 bis 34 Wst/kg. Die Zellen können geladen lange Zeit ohne Nachladung und ohne Schaden zu nehmen stehen.

Faure kürzte die sehr lange Dauer der Formierung durch Verwendung einer mit verdünnter Schwefelsäure hergestellten Paste aus Bleioxyden in gitterförmigen Bleiträgern ab. Tudor vereinigte beide Verfahren, indem er eine mit wagerechten Rippen versehene Platte zunächst nach Planté anformierte und dann die Zwischenräume mit der erwähnten Paste ausfüllte. Diese fiel im Betriebe allmählich heraus und wurde durch eine inzwischen auf der Oberfläche der Bleiplatte durch Formierung gebildete wirksame Schicht von genügender Stärke ersetzt.

Heute wird als **positive** Platte vorzugsweise die Grofsoberflächenplatte benutzt, d. i. eine aus reinem Blei gegossene Platte mit senkrecht verlaufenden hohen Rippen, die die Oberfläche z. B. 8- bis 9fach vergröfsern. Die wirksame Schicht wird durch Formieren unter Verwendung von den elektrochemischen Angriff des Bleis beschleunigenden chemischen Verbindungen erzeugt. Diese Grofsoberflächenplatte ist gegen hohe Beanspruchung weit weniger empfindlich als eine mit Paste geschmierte Platte, die für schwache Beanspruchung gewisse Vorzüge besitzt. — Als **negative** Platte dient entweder ein engmaschiges Gitter mit eingeschmierter Füllmasse (Bleiglätte mit Zusatz von gewissen indifferenten Stoffen, durch welche die Masse dauernd porös erhalten werden soll) oder ein mit fein durchlochten Bleiblechen bedecktes weitmaschiges Gitter, in dessen rechteckige Oeffnungen Massekuchen eingelegt sind (Kastenplatte). Planté-formierte negative Platten von genügender Haltbarkeit konnten bisher noch nicht hergestellt werden. — Die Platten werden, abwechselnd eine positive und negative (an den Enden stets eine negative), mit Zwischenräumen von 5 bis 10 mm bei den **ortsfesten Akkumulatoren** in Glasgefäfsen, wenn die Abmessungen hierfür zu grofs in mit Blei ausgeschlagenen Holzkästen eingesetzt, die gleichartigen durch „Bleilötung" an eine Bleileiste angeschlossen, miteinander und mit der nächsten Zelle verbunden. Die Platten hängen bei den Glasgefäfsen mit passend geformten Tragansätzen auf dem Gefäfsrand, bei Holzkästen auf dem Rande einer besonderen Glasstützscheibe und werden entweder durch Glasrohre oder neuerdings hauptsächlich durch dünne Holzscheiben von der Gröfse der Platten getrennt. Unter den Platten mufs ein genügender Raum zur Aufnahme des sich im Betriebe ansammelnden Bleischlammes sein. — **Ortsveränderliche Akkumulatoren** für Lokomotiven, Triebwagen, Boote, Beleuchtung von Eisenbahnwagen u. dgl. werden im allgemeinen mit Platten ausgerüstet, die denen der ortsfesten Akkumulatoren gleichen; für Kraftwagen werden dagegen besonders leichte und sehr gedrängt eingebaute Platten und leichte Hartgummigefäfse verwendet, um Gewicht und Raumbedarf, allerdings auf Kosten der Haltbarkeit, zu verringern. Dem besonderen Zwecke angepafst werden **tragbare Akkumulatoren** für Kleinbeleuchtung, Zündung von Kraftwagenmotoren, für Signal-, Telegraphen- und Mefszwecke u. dgl. mehr; sie erhalten Gefäfse aus Glas, Zelluloid oder Hartgummi.

2. Die **Füllsäure** mufs sehr rein sein und darf aufser Blei keine Metalle der Schwefelwasserstoffgruppe und nur einen sehr geringen Gehalt an Metallen der Schwefelammongruppe, an Chlor- und Stickstoffverbindungen aufweisen und vollkommen frei von organischen Verbindungen sein. Ihr spez. Gewicht ist etwa 1,18, steigt durch die erste Ladung auf 1,2 und sinkt im Laufe der Entladung um 0,02 bis 0,05 (vgl. chemische Umsetzung unter 1). Diese Veränderung des

spez. Gewichtes bildet nach einmaliger Erprobung ein wichtiges und fast ausnahmslos benutztes Mittel, um den Ladezustand zu erkennen, besonders bei unregelmäfsiger und schwacher Entladung, indem sich das spez. Gewicht etwa proportional den entnommenen Amperestunden ändert. Im Betrieb ändert sich die Dichte durch Verdunsten des Wassers und Verspritzen bei der Gasentwicklung; es ist daher von Zeit zu Zeit chemisch reines destilliertes Wasser oder neue Füllsäure nachzufüllen, so dafs die Platten immer reichlich überdeckt sind; Verminderung des Verbrauchs an Nachfüllsäure durch Abdecken der Elemente mit Glasplatten.

3. Der **Innere Widerstand** ist bei ortsfesten Zellen (der Akkumulatoren-Fabrik Aktiengesellschaft, Hagen i. W. — A. F. A. —) in geladenem Zustande je nach Plattengröfse für die Amperestunde (Ast) der 3stündigen Kapazität 0,1 bis 0,2 Ω und der Kapazität umgekehrt proportional; er wächst bei der Entladung auf etwa das 1,5fache.

4. Die **Spannung** ist abhängig von der Säuredichte und der jeweiligen Beanspruchung, fast nicht von der Temperatur, und beträgt in der Ruhe bei 1,20 Säuredichte etwa 2,05 V (Ruhespannung). Sie

Abb. 16.

Abb. 17.

verläuft etwa bei 3stündigem Entladen nach Abb. 16, beim Wiederladen mit höchstzulässigem Strom nach Abb. 17. Je höher die Stromstärke, umsomehr weicht die Spannung von der Ruhespannung ab. Die Spannung gestattet daher keinen Rückschlufs auf den Ladezustand. Anhalt hierfür s. u. 2. S. auch Angaben unter 6.

5. Die **Stromstärke** beim Laden und Entladen richtet sich nach der Gröfse, der Bauart und der Verwendungsart der Zellen.

Zulässiger Ladestrom = 3stündigem Entladestrom; bei Akkumulatoren für Schnellentladung (in 1 bis 2 st) ist 25 % mehr Ladestrom zulässig (vgl. Beispiel S. 861). Gegen Ende der Ladung ist der Ladestrom zweckmäfsig zu erniedrigen (auch vorteilhaft für Lademaschinengröfse).

Ladung mit unveränderter Stromstärke ist die Regel; selten mit unveränderter Spannung, also allmählich abnehmendem Strom (z. B. Nachladen einer Kraftwagenbatterie mit unveränderter Netzspannung).

6. Die **Aufnahmefähigkeit (Kapazität)** ist bestimmt durch die Anzahl Amperestunden, die ein Element bis zu einem bestimmten Spannungsabfalle (10 % im Mittel) bei Entladung abgibt; sie ist um so gröfser, je langsamer die Entladung erfolgt, s. die folgende, für Akkumulatoren der A. F. A. geltende Tafel, in der die Kapazitäten auf die für 3stündige Entladung = 1 bezogen sind.

Entladezeit . . .	1	2	3	5	$7^1/_2$	10 st
Kapazität . . .	0,69	0,83	1	1,11	1,23	1,33
Endspannung (verbürgte Werte)						
a)	1,75	1,75	1,83	1,83	1,83	1,83 V
b)	1,70	1,75	1,80	1,83	1,83	— V
c)	1,67	1,72	1,78	1,80	1,83	— V.

a) Für Batteriegröfsen bis 4000 Ast, b) bis 7500 Ast, c) bis 15 000 Ast.

Mit zunehmender Temperatur wächst die Kapazität ein wenig.

7. Wirkungsgrad. Gute Sammler liefern rd. 90 bis 95 % der Elektrizitätsmenge (Ast) zurück und bei Zellengröfsen bis 4000 Ast (verbürgt, A. F. A.) 75 % der aufgewendeten Arbeit bei 3- bis 10stündiger Entladung, 70 % bei 1stündiger; bei gröfseren Zellen etwas weniger. Bei langem Stehen nimmt die Abgabefähigkeit durch Selbstentladung ab.

8. Gewicht (G in kg) für 1 Zelle einer betriebsfertigen ortsfesten Batterie für 3stündige Entladung und den **Raumbedarf** (F in qm) für je 1 Zelle einschliefslich der erforderlichen Bedienungsgänge ist in der folgenden Tafel für verschiedene Zellengröfsen bei Aufstellung auf Bodengestellen angegeben. Nach den Angaben unter 6 sind für andere Entladezeiten bei gegebener Kapazität G und F umzurechnen (s. auch Beispiel).

	50	100	200	500	1000	2000	5000	10 000	15 000	Ast
$G =$	22	37	60	145	295	560	1350	2600	3800	kg/Zelle
$F =$	0,12	0,2	0,2	0,36	0,46	0,83	1,25	1,9	2,4	qm/Zelle.

Schwere transportable Batterien für Boote, Lokomotiven usw. weisen etwa 8 Wst/kg, leichte für Kraftwagen 25 Wst/kg bei 3stündiger Entladung auf.

Beispiel: Das Gewicht einer Batterie mit 60 Elementen für ein 110 V-Netz mit 500 Ast bei 3stündiger Entladung ergibt sich demnach zu 60 . 145 = 8700 kg, der Raumbedarf zu 60 : 0,36 = 21,6 qm; ihre Arbeitsleistung ist 110 . 500 = 55 000 Wst oder 55 000 : 8700 = rd. 6,3 Wst/kg.

Bei 1stündiger Entladezeit würde die Zelle 500 . 0,69 = 345 Ast Kapazität haben, nach den Angaben unter 6 und für 110 V sind 110 : 1.75 = 63 Zellen nötig, also Gewicht der Batterie 63 . 145 = 9135 kg bei 110 . 345 = 37 950 Wst oder 87 950 : 9135 = 4,16 Wst/kg.

Soll die Batterie bei 1stündiger Entladezeit 400 Ast haben, so würde ihr Gewicht nach den Tafeln gleich dem einer Batterie für 500 : 0,69 $\sim$ 725 Ast sein, also rd. 212,5 . 63 = 13 387,5 kg, der Raumbedarf rd. 0,405 . 63 = 25,5 qm. Nach den Bemerkungen unter 5 ist die zulässige Ladestromstärke norm. (500 : 0,69) : 3 = 725 : 3 = 242 A, max. 1,25 . 242 = 303 A.

9. Aufstellung und Inbetriebsetzung. Die Zellen sollen in einem luftigen, trockenen, staubfreien und kühlen Raume, in dem Rohrleitungen, eiserne Träger usw. zu vermeiden sind, gegen unmittelbares Sonnenlicht geschützt aufgestellt werden. Sorgfältige Isolation der Gefäfse gegen das Holzgestell, auf dem sie stehen, durch Porzellanfüfse; das stark mit Oel getränkte oder heifs geteerte Gestell ist vom Boden durch Glas- oder Porzellanisolatoren zu isolieren. Bei mehr als 250 V gegen Erde erhalten die Bedienungsgänge isolierte Laufböden, bei mehr als 750 V Gestelle und Laufböden auf Hochspannungsisolatoren, Wände isolierend bekleidet, Aufstellung so, dafs Berührung von Punkten mit mehr als 250 V Spannungsunterschied ausgeschlossen ist. Der säurefest herzustellende Fufsboden sei von Asphalt mit Stützpunkten aus säurefesten Tonplatten für die Batteriegestelle oder geteertem Holz oder besser aus in Zement verlegten säurefesten Mettlacher

oder billigeren Eisenklinkerplatten, deren 8 bis 10 mm breite Fugen mit 3 T. Trinidadasphalt und 2 T. Steinkohlenteer heiſs vergossen werden. Der Fuſsboden soll wagerecht sein und eine sichere unnachgiebige Unterstützung für das Batteriegestell (hohes Gewicht!) gewährleisten. Für eine gute Lüftung des Raumes ist zu sorgen, gegebenenfalls mittels elektrischen Ventilators, Lufteintritt unten, Luftaustritt schräg gegenüber oben. Wände, Decken, Eisenteile u. dgl. werden zweckmäſsig mit hellem Emaillack gestrichen; für die Kupferleitungen genügt Einfetten. Die Zellen müssen zur Beobachtung und Prüfung auf Kurzschluſs und Erdschluſs (durch Spannungsmesser oder Glühlampe und Galvanometer) leicht zugänglich sein, bei mehr als 0,75 m Zellenbreite von beiden Seiten. Nach Einfüllen der Säure erfolgt sofort die wenigstens 35 st dauernde erste Ladung nach besonderen Ladevorschriften des Lieferers.

10. Bedienung und Instandhaltung ortfester Batterien. Die **Ladung** ist beendet, wenn an beiden Plattenarten kräftige Gasentwicklung auftritt, die in allen Zellen gleichmäſsig und zu gleicher Zeit beginnen muſs; das Zurückbleiben einer Zelle kann durch Kurzschluſs in ihr verursacht sein. Von Zeit zu Zeit muſs nach besonderer Vorschrift mit Ruhepausen aufgeladen werden.

Die **Entladung** muſs nach Entnahme der verbürgten Kapazität aufhören, was das Sinken der Spannung bei vollem Entladestrom unter den verbürgten Wert anzeigt, bei geringerem Entladestrom lediglich die Säuredichte (s. unter 2).

Regelmäſsige Besichtigung jeder einzelnen Zelle, Reinigung der Gestelle, Isolatoren und der Gefäſse auſsen und von dem durch die natürliche Abnutzung der Platten sich auf dem Boden sammelnden Schlamm vor Erreichung der Plattenunterkante (meist mittels besonderer Pumpe) ist erforderlich. Zu häufige tiefe Entladungen oder mangelhafte Ladung, nicht rechtzeitige Beseitigung von Plattenkurzschlüssen, unreine Nachfüllflüssigkeiten führen zu Beschädigungen.

Die positiven Platten neigen zur Krümmung und Abstoſsung der Füllmasse, die durch Nachformierung des Bleiträgers sich von selbst ersetzt, bis die mechaniscbe Festigkeit verloren geht. (Häufig Instandhaltung der Batterien gegen jährliche feste Vergütung auf 10 Jahre durch den Lieferer.)

11. Verwendung und Schaltung. Näheres V. Schaltung und Regelung der Stromerzeuger.

III. Dynamomaschinen und Motoren.

A. Gleichstrommaschinen.

1. Allgemeines.

a. Schaltung der Anker- und Schenkelwicklung.

1. **Hauptstrommaschine** (Abb. 18):

Anker — Schenkel — äuſserer Kreis — Anker.

2. **Nebenschlufsmaschine** (Abb. 19):

Anker { äufserer Kreis / Schenkel } Anker.

3. **Doppelschlufsmaschine** (Verbundmaschine, Abb. 20):

Anker { Hauptschlufswicklung — äufserer Kreis / Nebenschlufswicklung } Anker.

4. **Doppelschlufsmaschine** (Verbundmaschine, Abb. 21):

Anker — Hauptschlufswicklung { äufserer Kreis / Nebenschlufswicklung } Anker.

5. Maschinen mit Hülfs (Wende-) Polen und mit Kompensationswicklung S. 887.

Abb. 18. Abb. 19. Abb. 20. Abb. 21.

b. Betriebsverluste, Erwärmung, Leistungsgrenze.

Es bezeichne

E die elektromotorische Kraft (EMK) in V,
e die Klemmenspannung in V,
J die Stromstärke im Anker in A,
i die Stromstärke im äufseren Stromkreise in A,
i_n die Stromstärke im Nebenschlufs in A,
R_a den Widerstand des Ankers in Ω,
R_d den Widerstand der Hauptschlufswicklung in Ω,
R_n den Widerstand der Nebenschlufswicklung in Ω,
r den Widerstand des äufseren Stromkreises in Ω,
n die Umdrehungen/min,
EJ die gesamte elektrische Leistung in W (VA),
ei die Nutzleistung (Arbeit im äufseren Kreise) in W,
$\eta = \frac{ei}{736\,N}$ den (mechanischen) Wirkungsgrad,

hierin ist N die Leistung, die von der Kraftmaschine auf die Dynamomaschine übertragen wird, in PS. Bei **guten** Maschinen ist $\eta_m = 0{,}8$ bis 0,94, d. h., wird von der Kraftmaschine an die Dynamomaschine 1 PS übertragen, so liefert diese eine elektrische Nutzleistung von etwa 590 bis 690 Watt.

Der mechanische Wirkungsgrad wird teilweise ohne Reibungsverluste gerechnet (vgl. Normalien für Bewertung und Prüfung elektrischer Maschinen und Transformatoren des V. d. E., Anm.*) S. 865.

1. Elektrische Verluste $\mathfrak{E}_e$:
   a) Stromwärme im Anker (2 bis 4 %), $\mathfrak{E}_a = J^2 R_a$;
   b) Stromwärme in der Schenkelwicklung (1,5 bis 4 %), $\mathfrak{E}_n$;
      Die Verluste in der Schenkelwicklung sind bei der Hauptstrommaschine (Abb. 18) $\mathfrak{E}_n = J^2 R_d$, bei der Nebenschlufsmaschine (Abb. 19) $\mathfrak{E}_n = i_n e$, bei der Doppelschlufsmaschine (und Maschinen mit Hülfspolen und mit Kompensation, s. S. 887), je nach Schaltung (Abb. 20) $\mathfrak{E}_n = i^2 R_d + i_n^2 R_n$ bzw. (Abb. 21) $\mathfrak{E}_n = J^2 R_d + i_n e$.
   c) Hysteresis und Wirbelströme (1 bis 2,5 %), S. 839 u. 878, $\mathfrak{E}_h + \mathfrak{E}_w$;
   d) Verlust durch ungleichmäfsige Stromdichte unter den Bürsten (Funkenspannung S. 886), $\mathfrak{E}_f$;
   e) Stromdurchgangs- und -übergangsverluste (Stromwärme) am Kommutator und Bürsten (bis 1 %)*), $\mathfrak{E}_k$;
2. Verluste durch Fehler in der Konstruktion und Ausführung:
   f) fehlerhafte und nicht genügend starke Isolation (die Maschine geht bald zugrunde, besonders in feuchten Räumen);
3. Mechanische Verluste:
   g) Lager-, Zapfen- und Bürstenreibung, Luftwiderstand (2 bis 10 %), $\mathfrak{E}_r$.

Der Wirkungsgrad ist dann

$$\eta_m = \frac{e i}{e i + \mathfrak{E}_a + \mathfrak{E}_n + \mathfrak{E}_h + \mathfrak{E}_w + \mathfrak{E}_f + \mathfrak{E}_k + \mathfrak{E}_r} = \frac{e i}{e i + \Sigma \mathfrak{E}_e + \mathfrak{E}_r}.$$

Die Summe der Verluste c) und g) ist bei kleinen Maschinen etwa ebenso grofs wie die Summe der Verluste a) und b), bei grofsen Maschinen dagegen oft gröfser. — Der **Gesamtverlust** beträgt in kleinen Gleichstrommaschinen bis 20 %, in grofsen bis 10 % der von der Kraftmaschine auf die Gleichstrommaschine übertragenen Leistung.

Die Verluste rufen **Temperaturzunahme** einzelner Teile der Maschine hervor, deren Höhe durch die Haltbarkeit der Isolation, Betriebssicherheit der Lager usw. beschränkt ist und im allgemeinen nach den Normalien des V. d. E. (s. u.) gewählt wird, in Ausnahmefällen (z. B. Kriegsmarinen) mit Rücksicht auf die höhere Temperatur der umgebenden Luft auch geringer.

Im allgemeinen begrenzt die Temperaturzunahme Θ die Leistung der Maschine, seltener die Güte der Stromwendung oder des Wirkungsgrades. Sie ist zu ermitteln aus $\Theta = C \frac{\mathfrak{E}_v}{O}$, worin $\mathfrak{E}_v$ die gesamten Verluste in Watt, O die abkühlende Oberfläche in qcm ist, d. h. Erwärmung proportional dem Wattverlust für 1 qcm Kühlfläche.

Beiwert C für	ganz offene Maschinen . . .	$C = 450$ bis 500
„	Maschinen mit Lagerschildern	$= 550$ „ 650
„	halbgeschlossene Maschinen .	$= 700$ „ 750
„	gekapselte Maschinen . . .	„ 1200.

*) Bei Niedervoltmaschinen für Galvanisierung, chemische Zwecke wesentlich höher

Die Berechnung der Erwärmung der einzelnen Teile S. 879, 883 u. 889.

Die **Normalien für Bewertung und Prüfung elektrischer Maschinen und Transformatoren des V. d. E.***) **) schreiben vor:

(§ 4) Es sind folgende Betriebsarten zu unterscheiden:

a) Der Dauerbetrieb, bei dem die Belastbarkeit der Maschine oder des Transformators beliebig lange innegehalten werden kann, ohne dafs die Temperatur und die Temperaturzunahme die in den §§ 18 und 19 angegebenen Grenzen überschreiten.

b) Der kurzzeitige Betrieb, bei dem die Belastbarkeit der Maschine oder des Transformators nur während einer vereinbarten Zeit innegehalten werden kann, ohne dafs die Temperatur und die Temperaturzunahme die in den §§ 18 und 19 angegebenen Grenzen überschreitet. (Diese Zeit: 10, 30, 60 oder 90 min auf dem Schild anzugeben.)

(§ 9) Die Temperaturzunahme ist bei normaler Belastung zu messen: 1. bei Dauerbetrieb nach Eintreten einer annähernd gleichbleibenden Uebertemperatur, jedoch bei Maschinen spätestens nach 10 st; 2. bei kurzzeitigem Betrieb vom kalten Zustande (Temperatur der Umgebung) ausgehend nach Ablauf der auf dem Schild angegebenen Betriebszeit. (Abdeckungen und Ummantelungen dürfen nicht entfernt werden, § 10.)

(§ 15) Alle Teile von Maschinen werden mittels Thermometer auf ihre Temperatur und Temperaturzunahme untersucht, mit Ausnahme der mit Gleichstrom erregten Feldspulen und aller ruhenden Wicklungen. Bei thermometrischen Messungen sind, soweit wie möglich, jeweilig die Punkte höchster Temperatur zu ermitteln, und die dort gemessenen Temperaturen sind mafsgebend.

(§ 16) Die Temperatur der mit Gleichstrom erregten Feldspulen und aller ruhenden Wicklungen bei Generatoren und Motoren ist aus der Widerstandszunahme zu bestimmen. Für den Temperaturkoeffizienten (s. a. S. 843) gilt folgende Tafel:

Anfangstemperatur	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
Temperaturkoeffizient	0,00427	417	409	401	393	385	378	371	364
Angenäherter reziproker Wert = $235 + t$	235 + 0	+ 5	+ 10	+ 15	+ 20	+ 25	+ 30	+ 35	+ 40

(§ 17) Die Temperatur der Wicklungen der Transformatoren ist aus der Widerstandszunahme zu bestimmen. Betr. Temperaturkoeffizient s. (§ 16).

(§ 18) Die **höchsten zulässigen Temperaturen** sind in Spalte 2 aufgeführt. Es wird angenommen, dafs die Temperatur der Umgebung 35° C nicht überschreitet. Dementsprechend dürfen die Temperaturzunahmen die in Spalte 1 angegebenen Werte nicht überschreiten.

	Höchste zulässige Temperaturzunahme °C	Höchste zulässige Temperatur °C
a) An Wicklungen, u. zw.		
an ruhenden Gleichstrommagnetwicklungen bei Isolation durch:		
unimprägnierte Baumwolle	50	85
imprägnierte Baumwolle, Papier	60	95
Emaille, Asbest, Glimmer und deren Präparate	80	115
an Transformatoren bei Isolation durch:		
unimprägnierte Baumwolle in Luft	50	85
imprägnierte Baumwolle, Papier in Luft	60	95
Baumwolle, Papier in Oel	70	105
Emaille, Asbest, Glimmer und deren Präparate	80	115
Oel an der Oberfläche	60	95
an umlaufenden Wicklungen oder in Nuten eingebetteten Wechselstromwicklungen bei Isolation durch:		
unimprägnierte Baumwolle	50	85
Baumwolle mit Füllmasse innerhalb der Nuten, sowie Papier	60	95
Emaille, Asbest, Glimmer und deren Präparate	80	115
b) an Kommutatoren von Maschinen über 10 Volt	55	90
c) an Kommutatoren von Maschinen bis einschl. 10 Volt	60	95
d) an Eisen von Generatoren und Motoren, in das Wicklungen eingebettet sind, und an Schleifringen, je nach Isolierung der Schleifringe die Werte unter a)		
e) an Lagern	45	80

*) Verlag J. Springer, Berlin. ETZ 1913 S. 1038. Gültig ab 1. Juli 1914.

**) Die Sicherheitsvorschriften (1909) des Wiener Elektrotechn. Vereins (E. V. W.) (bei Spielhagen u. Schurig, Wien) entsprechen im allgemeinen denen des V. d. E., lassen aber (1914) für die Erwärmung noch die früheren Werte des V. d. E. zu (für ruhende Wicklungen an Maschinen um je 10° C mehr, als in § 18 angegeben, für Transformatoren 100° C Höchsttemperatur, enthalten nicht §§ 19, 21).

(§ 19) Bei Maschinen und Transformatoren für **Bahn- und Kraftfahrzeuge** dürfen die nach einstündigem ununterbrochenen Betriebe mit normaler Belastung im Versuchsraum ermittelten Temperaturen und Temperaturzunahmen die in (§ 18) angegebenen Werte um 20 ° C überschreiten. Ausgenommen sind hiervon die Lager.

(§ 20) Bei Isolierungen, die aus verschiedenen Stoffen geschichtet sind, gilt die untere Grenze.

(§ 21) Bei dauernd kurzgeschlossenen Wicklungen dürfen die in (§ 18) angegebenen Werte um 10 ° C überschritten werden.

Ueberlastung. (§ 22) Mit der Einschränkung, daſs Ueberlastungen nur so kurze Zeit oder bei solchem Temperaturzustande der Maschinen und Transformatoren vorgenommen werden dürfen, daſs die zulässige Temperaturzunahme dadurch nicht überschritten wird, müssen Maschinen und Transformatoren in den folgenden Grenzen überlastbar sein:

Generatoren Motoren Umformer Transformatoren	25 % während ½ Stunde, wobei bei Synchronmaschinen der Leistungsfaktor nicht unter dem auf dem Schilde verzeichneten Werte anzunehmen ist.
Motoren Umformer Transformatoren	40 % während 3 min, wobei für Motoren die normale Klemmenspannung einzuhalten ist.

(§ 23) In bezug auf mechanische Festigkeit müssen Maschinen, die betriebsmäſsig mit annähernd gleichbleibender Umlaufzahl arbeiten, leerlaufend eine um 15 % erhöhte Drehzahl 5 min lang aushalten.

(§ 24) Generatoren müssen bei gleichbleibender Umlaufzahl die Spannung bis zu 15 % Ueberlastung unverändert halten können, wobei der Leistungsfaktor bei Wechselstromgeneratoren nicht unter dem auf dem Schilde verzeichneten Werte anzunehmen ist.

(§ 25) Die Prüfung soll die mechanische und elektrische Ueberlastbarkeit ohne Rücksicht auf Erwärmung feststellen und deshalb bei solcher Temperatur beginnen, daſs die zulässige Temperaturzunahme nicht überschritten wird.

c. Eigenschaften der Gleichstrommaschinen.

1. **Maschinen mit besonders erregten Elektromagneten** (Fremderregung) werden nur selten oder für besondere Fälle (bei weitgehender Spannungsregelung: Steuerdynamos und durch diese betriebene Motoren, Leonardschaltung) verwendet (s. IX, Elektr. Fördermaschinen). Bei Leerlauf und gleichbleibender Umlaufzahl n ergibt

Abb. 22.

Abb. 23.

die elektromotorische Kraft (EMK) E als Funktion der Erregerstromstärke i_n den Verlauf einer Magnetisierungslinie $E = f(i_n)$ ähnlich OPE (Abb. 22). Bei Leerlauf und gleichbleibender Erregerstrom-

stärke ist die EMK proportional der Umlaufzahl, also $E = f(n)$ für i_n = unveränderlich eine Gerade senkrecht zur i_n-Achse. Bei Belastung tritt durch den Spannungsverlust im Anker ein Abfall ein, so dafs die Klemmenspannung $e = E - J R_a$ abhängig vom Belastungsstrom $i = J$ ist; ein weiterer Spannungsverlust wird durch die Ankerrückwirkung (S. 882) erzeugt, so dafs $e = f(i)$ etwa den Verlauf des ausgezogenen Teiles der Abb. 23 zeigt.

2. **Hauptstrommaschinen** ändern bei gleichbleibender Umlaufzahl ihre elektromotorische Kraft mit der Stromstärke. Da die Erregung des Magnetfeldes der Stromstärke proportional ist, so wird die innere (statische) **Charakteristik** $E = f(J)$ ähnlich einer Magnetisierungslinie OPE (Abb. 22). Diese kann berechnet (S. 880 ff.) oder durch Versuche gefunden werden, wenn man die Schenkel durch einen besonderen Strom erregt und die Spannung im offenen Stromkreise mifst. Bei geschlossenem Stromkreise verursacht die Ankerrückwirkung Feldschwächung (S. 882) und erfordert somit höhere Erregerstromstärke für gleiche EMK: PP' parallel zur Abszissenachse. Aus der dynamischen Charakteristik $OP'E'$ erhält man einen Punkt P_1 der äufseren Charakteristik OP_1e, wenn man den Spannungsverlust im Anker und Schenkel abzieht, indem man OB unter dem Winkel β so zieht, dafs $\text{tg}\,\beta = R_a + R_d$ wird, und $P'P_1 = AC$ macht.

Hauptschlufsmaschinen erregen sich erst nach Erlangung einer gewissen (toten) Umlaufzahl und bei dieser nur dann selbst, wenn der „kritische Widerstand" des Stromkreises

$$R_a + R_d + r \leq \text{tg}\,\alpha \text{ (Abb. 22) ist.}$$

Verwendung besonders für Kraftübertragung mit zwei Maschinen, wobei gleichbleibende Umlaufzahl des Motors sich erzielen läfst, wenn Umlaufzahl der Dynamo unveränderlich und Motor und Dynamo entsprechend gewählt. Bedingung: Wenn $\text{tg}\,\beta$ (Abb. 22) die Summe des Widerstandes der Zuleitung, der 2 Anker und 2 Felder, $OP'E'$ die dynamische Charakteristik des Stromerzeugers darstellt, mufs OP_1e der Verlauf der Klemmenspannung $e = f(J)$ des Motors sein.

3. **Nebenschlufsmaschinen** ergeben bei zunehmender Belastung nur wenig abnehmende Spannung. Die innere Charakteristik $E = f(i_n)$ ist ähnlich der einer fremd erregten Maschine. Die äufsere Charakteristik $e = f(i)$ (Abb. 23, S. 866) besteht aus einem unter dem Winkel α*) geneigten punktierten Teile, der nahezu kurzgeschlossenem Stromkreise entspricht; Selbsterregung ist nur möglich, wenn der kritische Widerstand $r \geq \text{tg}\,\alpha$ ist.

Der obere ausgezogene Teil der Charakteristik entspricht normalem Betrieb. Zur Erzielung gleichbleibender Klemmenspannung fügt man in den Nebenschlufs einen Regelwiderstand ein, der auch nötig ist, um die in der Schenkelbewicklung mit wachsender Erwärmung eintretende Widerstandserhöhung auszugleichen (S. 883).

Verwendung für Beleuchtung, Kraftverteilung (grofse Kraftwerke), Elektrolyse, sowie zum Laden von Sammlern (da der Polarisationsstrom den Magnetismus nicht umkehren kann).

*) Dieser Winkel α hat nichts mit dem Winkel α der Abb. 22 gemein.

4. **Doppelschlufsmaschinen** geben bei wechselnder Stromstärke gleichbleibende Spannung, wenn der Hauptschlufs die mit wachsender Stromstärke zunehmende Ankerrückwirkung und den Spannungsverlust im Anker gerade ausgleicht. Will man an einem von dem Aufstellungsplatze der Dynamo entfernten Orte gleichbleibende Spannung erzielen, so kann man durch entsprechend bemessenen Hauptschlufs den Spannungsverlust in der Zuleitung ausgleichen (Ueberkompoundieren). Bei guter Ausführung läfst sich die Klemmenspannung bis auf 1 oder 2 $^0/_0$ gleichbleibend erhalten; doch werden die Maschinen in Deutschland (abgesehen von Schiffsanlagen) nur noch selten angewendet, da bei einigermafsen sorgsamer Bedienung die Nebenschlufsmaschine alle Vorteile der Doppelschlufsmaschine ohne ihre Nachteile darbietet. Diese sind: Schwierigkeit der fabrikmäfsigen Herstellung (man sieht Ueberkompoundierung vor und gleicht dann durch Nebenschlüsse zur Hauptstromwicklung ab), höherer Preis, Möglichkeit des Umpolarisierens und dagegen Ausgleichsleitungen (V, Schaltung und Regelung der Stromerzeuger).

Schwache Hauptschlufswicklung wird öfter bei Nebenschlufsmotoren mit weitgehender Regelung der Umdrehungszahl durch Aenderung der Erregung (vgl. S. 951) erforderlich zum Ausgleich der bei zunehmender Last infolge höherer Ankerstromaufnahme wachsenden Ankerrückwirkung (S. 882), die bei geschwächtem Feld verhältnismäfsig stärkeren Einflufs als bei normalem hat.

Läuft eine Hauptschlufsdynamo als Motor, so kehrt sich ihre Drehrichtung um. — Läuft eine Nebenschlufsdynamo als Motor, so bleibt die Drehrichtung dieselbe. — Zur Aenderung der Drehrichtung eines Gleichstrommotors kehrt man den Strom entweder im Anker oder in den Schenkeln um. Daher läuft ein Motor nach derselben Richtung, wenn man den Strom in der Zuleitung umkehrt.

Eine Nebenschlufsdynamo, die auf eine Batterie arbeitet, behält also ihre Drehrichtung bei, wenn sie mangels hinreichender Erregung Rückstrom aus der Sammlerbatterie erhält; sie läuft dann als Motor weiter.

5. **Maschinen für gleichbleibenden Strom.** Verwendung zur Speisung des Lichtbogens in Scheinwerfern und Schweifsapparaten, zur Zugbeleuchtung bei Antrieb von der Wagenachse, ferner als Zusatz- oder Ladedynamo, auch als Steuerdynamo bei Windenmotoren u. dgl.

α) **Querfeldmaschinen.** Das bei jeder Dynamo auftretende Ankerfeld steht senkrecht zum Hauptfeld. Dieses Querfeld (vgl. S. 882) wird bei den gewöhnlichen Maschinen durch passenden Entwurf oder besondere Hülfsmittel unschädlich gemacht. Bei den Querfeldmaschinen von Dr. Rosenberg*) dient es jedoch zur Erzeugung des Arbeitsstromes in Bürsten BB, die senkrecht dazu stehen, also in Richtung des Primärfeldes liegen. Abb. 24 zeigt die in den Verhältnissen vom Gebräuchlichen abweichende Form einer zweipoligen Querfeldmaschine. Eine Batterie erregt das Primärfeld auf den dünnen Schenkeln mit grofsen Polschuhen. Dieses induziert wie gewöhnlich an den Bürsten bb eine Spannung; da diese aber kurzgeschlossen sind, wird selbst bei kleinem Primärfeld ein starkes Querfeld in Richtung bb ent-

Abb. 24.

*) ETZ 1905 u. 1906. — Z. d. V. d. I. 1909 S. 129.

stehen, das zwischen den Bürsten BB den Arbeitsstrom erzeugt. Dieser durchläuft ebenfalls die Ankerwindungen und liefert ein tertiäres, dem primären entgegengesetztes Feld. Das wirksame Querfeld wird also durch den Unterschied des ersten und dritten Feldes erzeugt. Steigt durch äufsere Ursache der Nutzstrom, so wird das dritte Feld stärker, das zweite, wirksame, also schwächer, und der Strom sinkt wieder auf den normalen Betrag. Die äufsere Charakteristik fällt also stark ab, ist bei geringer Stromstärke hoch, bei grofser niedrig. Durch Regelung der Erregung erfolgt innerhalb gewisser Grenzen selbsttätige Einstellung auf verschiedene unveränderliche Stromstärken, die auch bei Kurzschlufs nicht überschritten werden. Im Anker vereinigen sich Querstrom J_q und Nutzstrom J, so dafs bei zweipoliger Anordnung je zwei Viertel von der Summe, zwei Viertel von der Differenz beider durchlaufen werden. Der Verlust im Ankerwiderstand R_a ist also

$$\frac{1}{2} R_a [(J+J_q)^2 + (J-J_q)^2] = R_a (J^2+J_q^2).$$

Bei $J_q = 0{,}4\,J$ z. B. entspricht der Verlust dem resultierenden Strom

$$\sqrt{J^2+J_q^2} = J\sqrt{1+0{,}4^2} = 1{,}075\,J.$$

Abb. 25.

Nachteilig sind die Querbürsten, von deren gutem Kontakt die ganze Wirkung abhängt.

β) Bei der Scheinwerferdynamo der SSW wird durch besonders breit und stark ausgebildete Wendepole (S. 887), Bürstenverschiebung (Abb. 25) und Ankerrückwirkung (S. 882) eine Beeinflussung des wirksamen Feldes derart erzielt, dafs die Spannung fast geradlinig vom Höchstwert bei offenem äufseren Kreis auf Null bei kurzgeschlossenen Bürsten verläuft (z. B. 125 V bei 0 Amp und $\sim$0 V bei 425 Amp), also die (für Scheinwerfer wichtigen) gleichen Verhältnisse wie bei einem Vorschaltwiderstand sich ergeben. Die Dynamo ist auch für Schweifsung und Leonardschaltung (S. 952) verwendbar.

γ) **Maschinen mit gegengeschalteter Verbundwicklung.** Die Anforderung, möglichst unabhängig von der Spannung unveränderlichen bzw. nach oben begrenzten Strom zu liefern, wird von einer Maschine mit Selbst- und Fremderregung, bei welcher der Belastungsstrom stark schwächend auf das Nutzfeld zurückwirkt, erfüllt. Eine der möglichen Lösungen (nach Ch. Krämer) ist in Abb. 26 dargestellt.

Abb. 26.

Auf den Anker A mit den Arbeitsbürsten B in normalem Stande wirken aufser einer Kompensationswicklung c drei Felder, nämlich eine Eigenerregung e, eine Fremderregung f und eine Gegenverbundwicklung g, die vom Hauptstrom durchflossen wird und die Fremderregung f gerade aufhebt. Jede Stromänderung ergibt also eine Spannungsänderung, die in der selbsterregenden Nebenschlufsspule e zur Wirkung kommt und den Strom auf den der Fremderregung entsprechenden Wert zurückführt. Vorteil: Entfallen der Querbürsten, Nachteil: die

Maschinen haben verhältnismäfsig viel Kupfer auf den Magneten. Bei plötzlichen starken Stromstöfsen geschieht infolge Selbstinduktion von f und Remanenz die Einstellung auf den unveränderlichen Endwert langsamer und unsicherer als bei Erzeugung des Gegenfeldes im Anker selbst.

Lediglich eine Strombegrenzung nach oben (z. B. beim Unterhaken der Last bei Winden usw.) läfst sich auch bei Fortfall der Eigenerregung e nur durch die Anwendung der Gegenverbundwicklung g erreichen.

6. **Azyklische oder Unipolar- (homopolare) Maschinen** sind solche, bei denen der nützlich wirksame Teil der Kraftlinien Richtungsänderungen nicht unterworfen ist und die daher ohne Stromwender Gleichstrom in den Ankerstäben erzeugen.

Die älteste dieser Maschinen ist die Faradaysche Scheibe (1832), von der bei Drehung zwischen den Polen eines permanenten Hufeisenmagnets zwischen Achse und Umfang durch Schleifbürsten Gleichstrom abgenommen werden kann (ausgedehnte Anwendung als Bremsscheibe in Elektrizitätszählern). Erst bei der praktisch brauchbaren azyklischen oder Gleichpolmaschine gröfserer Leistung von Noeggerath (1904)*) sind Ankerrückwirkung der Leiter und Bürstenkabel genügend in Rechnung gezogen. Der zylindrische Ankerkörper aus massivem Eisen trägt n in Löchern gebettete Leiter, die durch $2 \cdot n$ Schleifringe und n feststehende Rückleiter in Reihe geschaltet sind. Das den Anker umgebende Feld aus Stahlgufs enthält Aussparungen für den Durchgang der Rückleiter, Anbringung der auf den Schleifringen spiralig versetzten Bürsten und zweier konzentrisch zum Anker gelegenen Erregerspulen. Maschinen für 300 bis 500 KW und 2000 bis 3000 Uml/min. haben, mit Turbinen zusammengebaut, befriedigende Ergebnisse geliefert (gebaut von der General El. Co. und den SSW**).

Zahlreiche ältere Vorschläge waren wegen der Ankerrückwirkung, Bürstenwiderstände und der kleineren Umfangsgeschwindigkeit praktisch unausführbar.

2. Berechnung der Gleichstrommaschinen.

a. Ankerwicklungen.

Bezeichnungen s. S. 863, ferner

- p Zahl der Polpaare,
- K „ „ Stromwender-Lamellen,
- S Spulenzahl,
- t Windungszahl jeder Spule,
- z_a Zahl d. wirksamen Ankerleiter,
- $2a$ Zahl der Ankerstromzweige,
- N Nutenzahl
- s Gesamtzahl der induzierten Spulenseiten,
- y, y_1, y_2 Wicklungsschritte,
- y_k Kollektorschritt,
- i_a Strom jedes Ankerstabes.

Von einer zu entwerfenden (oder umzurechnenden) Maschine sind in der Regel e und i gegeben. E und J sind durch Annahme der

*) ETZ 1905 S. 831.

**) Vgl. C. Trettin. Der heutige Stand der Unipolarmaschine. Dingler Pol. J. 1913 Heft 9 u. 10.

Betriebsverluste (S. 864) zu bestimmen; Umlaufzahl und Polzahl sind nach ausgeführten Vorbildern und mit Berücksichtigung der auf S. 875 ff. gegebenen Verhältnisse anzunehmen.*)

Nun mufs man sich zunächst über die Anordnung der Wicklungen auf dem Anker klar werden, wobei nur die allgemeine Wichtigkeit besitzenden geschlossenen Wicklungen berücksichtigt sind.

1. Die einfachste Wicklung ist die **Ringwicklung** (Spiralwicklung). Bei ihr schreitet die Wicklung stets vorwärts, und es sind so viele parallele Ankerstromzweige $2a$ vorhanden als Pole $2p$. Der Wicklungsschritt von einer Spule zur nächsten ist $y = \pm 1$, der Kollektorschritt ebenfalls $y_k = \pm 1$. Die zwischen zwei im Wickelschema einander folgenden Lamellen des Kollektors liegenden Windungen bilden ein Wickelelement. Die Spulenzahl S (Zahl der Wickelelemente) ist gleich der Lamellenzahl K des Stromwenders. Hat jede Spule t Windungen, so ist die Zahl der wirksamen Ankerleiter (S. 875) $z_a = tS$. Mehrfache Parallelschaltung erhält man mit $y = y_k = \pm m$, $a = mp$, worin m ganzzahlig > 1 ist. Reihenwicklung und Reihenparallelwicklung (vgl. S. 872 ff.) sind möglich, werden aber kaum angewendet.

2. Bei der **Trommelwicklung** sind die Verhältnisse weniger einfach, da die gesamten Spulen (Wickelelemente) S auf verschiedene Weise verbunden werden können.

α) Bei **reiner Parallelwicklung**, deren kennzeichnendes Merkmal das abwechselnde Vor- und Rückwärtsschreiten, also die Bildung von **Schleifen** ist (Abb. 27), ergeben sich ebenso viele parallele Ankerstromzweige $2a$, als Pole $2p$ vorhanden sind, also $a = p$. Die Teilschritte y_1 und y_2 der Wicklung haben entgegengesetzte Richtung und müssen ganze ungerade Zahlen sein, wenn man einfach geschlossene Wicklung haben will, ferner y_k und K teilerfremd. Es

Abb. 27.

$s = z_a = 16;\ N = 8;\ 2p = 2;\ K = 8$

$y_2 = \frac{16 - 6}{2} = 5;\ y_k = \frac{y_1 - y_2}{2} = 1;\ y_1 = 7.$

ist $y = y_1 - y_2 = \pm 2;\quad y_2 = \frac{s \pm b}{2p}\quad$ und $\quad y_k = \frac{y_1 - y_2}{2} = \pm 1.$

Hierin ist b null oder eine beliebige ganze Zahl von solcher Gröfse, dafs y_2 ganzzahlig und ungerade wird.

Bei u induzierten Seiten eines Elementes ist $s = Su = Ku$. Allgemein ist $z_a = st = utS$, bei der Trommelwicklung meistens $u = 2$, beim Ring $u = 1$.

Bei mehrfacher Parallelschaltung, die nur selten für Maschinen mit besonders grofser Stromstärke angewendet wird, ist $a > p$, nämlich $a = mp$, wo m eine ganze Zahl > 1 ist. Es wird dann

$$y = y_1 - y_2 = \pm 2m;\quad y_2 = \frac{s \pm b}{2p}\quad \text{und}\quad y_k = \frac{y_1 - y_2}{2} = \pm m$$

*) Tafel ausgeführter Maschinen, Arnold Gleichstrommaschine, 2. Aufl., II. Teil S. 402 bis 407.

Beispiel einer Wicklungstafel für reine Parallelwicklung.

$y_2 = \frac{160 \pm b}{4}$; setze $b = 4$; $y_2 = 41$; $y_1 = 43$						
	von Lamelle	durch Stab	in Nut	zurück durch Stab	in Nut	zur Lamelle
Beispiel: $s = z_a = 160$	1	1	1	44	22	2
Nutenzahl $N = 80$	2	3	2	46	23	3
Polzahl $2p = 4$	3	5	3	48	24	4
Lamellenzahl $K = 80$	.	.	.	.	.	.
Induz. Seiten $u = 2$	.	.	.	.	.	.
$y_k = \frac{y_1 - y_2}{2} = \pm 1$	79	157	79	40	20	80
	80	159	80	42	21	1

Abb. 28.

$s = 18$; $N = 9$; $2p = 4$; $K = 9$; $u = 2$;

$y = y_1 + y_2 = \frac{18 + 2}{2} = 10$; $y_1 = 3$; $y_2 = 7$.

$y_k = \frac{9 + 1}{2} = 5$.

β) Bei **reiner Reihenwicklung** (Abb. 28), deren kennzeichnendes Merkmal das stetige Vorwärtsschreiten, also die Bildung von **Wellen** ist, ist die Zahl der parallelen Ankerstromzweige stets $2a = 2$, also $a = 1$. Die im gleichen Sinne (wellenförmig) fortschreitenden Wickelschritte y_1 und y_2 ergeben sich aus $y = y_1 + y_2 = \frac{s \pm 2}{p}$.

Bedingung: $y_1 \gtreqless y_2$, beide ganzzahlig und ungerade; ferner $s = Ku$; $u = 2$; $y_k = \frac{K \pm 1}{p}$, wobei y_k und K für einfach geschlossene Wicklung teilerfremd sein müssen.

Beispiel einer Wicklungstafel für Reihenwicklung.

$y_1 = y_2 = \frac{y}{2} = \frac{150 - 2}{2 \cdot 2} = 37$; $y_k = \frac{75 - 1}{2} = 37$						
	von Lamelle	durch Stab	in Nut	zurück durch Stab	in Nut	zur Lamelle
Beispiel: $s = z_a = 150$	1	1	1	38	19	38
Nutenzahl $N = 75$	38	75	38	112	56	75
Polzahl $2p = 4$	75	149	75	36	18	37
Lamellenzahl $K = 75$	37	73	37	110	55	74
Induz. Seiten $u = 2$	74	147	74	34	17	36
	36	...	...	...	...	...

γ) Bei der **Arnoldschen Reihenparallelschaltung** ist $a > 1$; $y = y_1 + y_2 = \frac{s \pm 2a}{p}$; $s = Ku$; $u = 2$ und $y_k = \frac{K \pm a}{p}$, wobei für einfach geschlossene Wicklung y_k und K teilerfremd und y_1 und y_2 ganzzahlig und ungerade sein müssen.

Für $\frac{p}{a}$ eine ganze Zahl wird die Wicklung symmetrisch; nur solche sollten ausgeführt werden.

Beispiel: Nimmt man $y_1 = y_2$, so wird für

	von Lamelle	durch Abteilg.	in Nut	zurück durch Abteilg.	in Nut	zur Lamelle
$s = 324$	1	1	1	42	21	42
$a = 2$ (4 Zweige)	42	83	42	124	62	83
$p = 4$ (8 Pole)	83	165	83	206	103	124
$K = 162$; $u = 2$	124	247	124	288	144	3
$y = \frac{324 + 4}{4} = 82$	3	5	3	46	23	44
	44	87	44	128	64	85
$y_1 = y_2 = 41$	85	169	85	210	105	126
	126	251	126	292	146	5
$y_k = \frac{162 + 2}{4} = 41$	5	9	5	50	25	46
	46	91	49	...	...	.. usw.

Der wagerechte Strich deutet einen Umgang um den Anker an. Alle $2p$ Pole sind durchlaufen, die Wicklung ist dabei um 4 Stäbe oder 2 Lamellen fortgeschritten, was auf $a = 2$ deutet. $p/a = 2$ ist ganzzahlig, $y_k = 41$ und $K = 162$ sind teilerfremd, Wicklung also symmetrisch und einfach geschlossen.

Abb. 29.

Für die Bezifferung der Stäbe sind die Angaben der Abb. 29a u. b für vorstehende Formeln usw. zu beachten.

3. Die **Stromstärke i_a in jedem Ankerdraht oder -stab** ist:

bei Parallel-(Schleifen-)Wicklung . . $i_a = J : 2p$,
„ mehrfacher Parallelwicklung . . $i_a = J : 2mp$,
„ Reihenwicklung . . . . $i_a = J : 2$,
„ Reihenparallelwicklung . . . . $i_a = J : 2a$.

4. Innere **Ausgleichströme im Anker,** welche die Leistung verringern und Feuern der Bürsten veranlassen, entstehen durch ungleiche Widerstände oder Lage der einzelnen Ankerstromzweige. Sie werden vermindert durch 1. symmetrische Ausführung der Wicklung ($s : 2a$ oder $K : a$ eine ganze Zahl, s. oben, gleichmäfsige Verteilung, alle Spulen von gleichen Längen und Querschnitten, gute Lötstellen), 2. zentrische Ankerlage und 3. magnetisch symmetrische Ausführung des Polgehäuses (genau gleiche Ausführung des Joches, der Pole und Polschuhe, dichter gleichmäfsiger Gufs, Magnetspulen mit gleichen Windungszahlen und in Reihe geschaltet). Reihenwicklung ist unempfindlicher gegen 2 und 3 als Ring- und Schleifenwicklung. Mehrfache Parallelwicklung weist stets Ausgleichströme auf, weil in benachbarten Ankerzweigen ab-

wechselnd die eine Wicklung eine Spule weniger als die andere hat. Darum wird diese Wicklung möglichst vermieden. Ein wichtiges Mittel zur Verminderung der schädlichen Wirkung der elektrischen Unsymmetrie des Ankers sind **Ausgleichleitungen** (Aequipotentialverbindungen ((A. L.) (für Wellenwicklung patentiert), d. s. unmittelbare Verbindungen solcher Lamellen, die während einer Ankerumdrehung bei Symmetrie gleiches Potential haben. Jede Wicklung hat a solcher Punkte. Werden diese verbunden, so fliefsen bei Spannungsunterschieden durch die Ae.V. Wechselströme. Stromwärmeverluste werden gröfser, aber Stromwendung besser. Ist x die Zahl der doppelten Polteilungen zwischen Punkten gleichen Potentials, y_p = Potentialschritt, dann gilt allgemein $y_p = x\,K:p$.

Reihenwicklung ($a = 1$) hat keine äquipotentialen Punkte;

Ringanker mit Parallelwicklung: $x = 1$; $K:p$ ganze Zahl, stets erfüllbar;

Trommelanker mit Parallelwicklung: $x = 1$; $K:p$ ganze Zahl. Im Beispiel S. 872 $K = 80$, $p = 2$, also $y_p = 40$. Verbinde 1 mit 41, 41 mit 81 = 1, folglich 1 mit 41, 2 mit 42 usw., also gegenüberliegende Lamellen miteinander.

Reihenparallelwicklung: Da $K = p\,y_k \pm a$, folgt für Nutenanker mit $N:a$ ganzzahlig $y_p = K:a$. Um a Punkte zu verbinden, sind mindestens $(a - 1)$ Potentialschritte nötig, also $\Sigma x = p$, und **jedenfalls** $K:a$ ganze Zahl. Fehlerlos nur auszuführen, wenn auch $p:a$ ganze Zahl, wobei dann $y_p = K:a$ wird. Wenn $x\ a:p$ keine ganze Zahl, wird Potentialschritt $y_p = x y_k \pm 1$ genommen, wobei der Fehler $\alpha = a\,\frac{360}{K}\left(1 - x\,\frac{a}{p}\right) \leq 3^\circ$ sein soll. Anzahl der Werte x ist a, $\Sigma x = p$. x möglichst gleich $p:a$. Für das Beispiel S. 873 für Reihenparallelschaltung ist $\Sigma x = 4$; also $x_1 = x_3 = 2$; $x_2 = x_4 = 0$. $y_p = 162:2 = 81$. Also 1 mit 82, 2 mit 83 zu verbinden usw. Nicht bei allen Reihenparallelwicklungen ohne Zufügung toter Stäbe durchführbar.*)

Ausgleich auf Grund Bewährung vieler Ausführungen genügend, wenn bei Wellenwicklung nur $^1/_4$ bis $^1/_{16}$ aller Lamellen verbunden werden, bei einem Querschnitt der Verbinder von 7 bis 12 qmm (3 bis 4 mm Durchm.), bei Schleifenwicklung 4 bis 12 Ausgleichringe von 30 bis 60 qmm Querschnitt anzubringen, von denen jeder an p Lamellen angeschlossen ist. Der Verlust in den A. L. entzieht sich einfacher Berechnung. Nach anderen Erfahrungen werden bei kleineren und mittleren Maschinen jede 8. bis 10., bei gröfseren jede 4. bis 5. angeschlossen; Querschnitt der Verbinder $\geq {}^1/_5$ des Querschnitts des Ankerleiters. Bei Turbogeneratoren schliefst man in der Regel mehr Lamellen, jede oder jede 2. bis 3. an; Verbindungsquerschnitt $\geq {}^1/_3$ des Leiterquerschnitts. A. L. und Ausgleichringe werden neben, unter oder hinter dem Kollektor angebracht oder, leichter zugänglich, auf der Antriebseite des Ankers, auch bei geringer Zahl unter den Bandagen auf der Ankerwicklung.

*) Näheres Arnold, Die Gleichstrommaschine 2. Aufl., I. Teil S. 163 bis 223.

5. Die **Zahl der nötigen Stromableitungsstellen** (Bürstenbolzen) ist bei Spiral- und Schleifenwicklung gleich der Polzahl $2p$. Bei mehrfacher Parallelschaltung mit $a = mp$ mufs die Bürstenbreite gleich m Kollektorlamellen sein. Bei allen Wicklungen mufs die Zahl der Stromabnahmestellen stets $2a$ und sie kann stets $2p$ betragen. Für $a < p$ können von den möglichen Bürsten einige, und zwar $2(p - a)$ weggelassen werden. Bei $a = 1$, $p = 2$ also nur 2 Bürsten unter 90° (Bahnmotoren) oder 4 Bürsten. Bei $a = 3$, $p = 4$ sind 8 Bürsten möglich, 6 nötig. Zuweilen werden schlecht zugängliche weggelassen, jedoch ist Beibehaltung der gröfstmöglichen Zahl zu empfehlen.

6. **Aenderung einer Ankerwicklung (Spannung):** Unter Beibehaltung der Nuten-, Spulen- und Lamellenzahl kann häufig die Reihenparallelwicklung mit verschiedenen Werten von a unter entsprechender Aenderung der Ankerspannung ausgeführt werden. Für jede Reihenparallelschaltung ist $y_k = \frac{K \pm a}{p}$; liegen K und p fest, so gibt jeder Wert von a, den die Gleichungen S. 873 zulassen, eine mögliche Schaltung. Ist z. B. für $K = 167$ $p = 4$:

so ist für

$$a = 3;\ y_k = 41 \qquad E = 200\ V;\ J = 300\ A;$$
$$a = 1;\ y_k = 42 \qquad E = 600\ V;\ J = 100\ A;$$
$$a = 5;\ y_k = 43 \qquad E = 120\ V;\ J = 500\ A$$

Lassen sich die gewünschten Verhältnisse auf diese Weise nicht erreichen, so kann man sie durch geringe Aenderung von K unter Umständen mit einer unbedenklichen Unsymmetrie der Wicklung erhalten. Sollten z. B. in dem vorigen Beispiel 300 V erzielt werden, also $a = 2$, so mufs $K = 166$, $s = 332$ (also ein Nut ohne Stäbe) und $y_k = (166 - 2) : 4 = 41$ genommen werden.

b. Berechnung des Ankers.

Gegeben seien n, E, J, Art der Belastung (dauernd, aussetzend, stofsweise), Anforderungen an Regelung von E oder J bei Erzeugern, von n bei Motoren, zulässige Erwärmung, Wirkungsgrad, Bauart (offen oder geschlossen). Bezeichnungen S. 863 u. 870.

1. Die Berechnung geht von der Wahl der Wicklung aus, indem man für Stabwicklung $i_a \leqq 150$ bis 200 A setzt. Daraus ergibt sich bei gegebenem J und angenommener Polzahl $2p$ die Zahl der parallelen Ankerzweige $2a$. Nun ist die EMK in V

$$E = \mathfrak{S}_a\, z_a \frac{n}{60} \frac{p}{a} 10^{-8}.$$

Man kann also für annähernd bekanntes z_a die Gesamtzahl der im Anker nötigen Kraftlinien $\mathfrak{S}_a$ oder aus der angenommenen Induktion $\mathfrak{B}_l$ in der Luft $\mathfrak{S}_a$ schätzen und z_a annähernd berechnen.

Nennt man $\alpha = \frac{\lambda}{\tau}$ das Verhältnis $\frac{\text{Polbogen } \lambda}{\text{Polteilung } \tau}$, $\mathfrak{B}_l$ die Induktion in der Luft, D den Durchmesser in cm, l die Länge des Ankers in cm,

so kann man annähernd die Abmessungen schätzen aus der Beziehung, dafs die Leistung $KW = \frac{EJ}{1000}$ in Kilowatt (kW) sich ergibt aus

$$KW = C\left(\frac{D}{100}\right)^2 l \frac{n}{100}, \quad \text{wobei } C = \frac{\alpha}{6} \frac{\mathfrak{B}_l}{100} \frac{\overline{AS}}{100},$$

worin $\overline{AS} = \frac{z_a i_a}{\pi D}$ die Zahl der Amperedrähte auf 1 cm des Umfangs. Früher $\overline{AS} \leqq 200$ gewählt; bei hohen Luftinduktionen $\mathfrak{B}_l$, starken Zahnsättigungen und guter Lüftung bei grofsen Maschinen bis zu $\overline{AS} = 300$ bis 350, wobei durch Wendepole oder Kompensationswicklung gute Kommutation zu erzwingen (S. 887). Wählt man beispielsweise $\alpha = 0{,}6$ bis 0,8; $\mathfrak{B}_l = 5000$ bis 10 000; $\overline{AS} = 100$ bis 250, so liegt C zwischen 0,5 bei sehr kleinen, 1 bei kleinen und etwa 3 bei grofsen Maschinen. Sehr viel hängt von der Geschicklichkeit des Entwurfs ab, zumal sich nur das Produkt $D^2 l$ ergibt und die Wahl von λ und D noch frei ist. Häufig wird bei mittleren Maschinen $l = 0{,}8$ bis $1{,}2\,\lambda$ gesetzt. Bei Schwungraddynamos wird l/λ erheblich kleiner, bei Turbodynamos viel gröfser.

Bei gleichbleibendem Wicklungsraume ändert sich die EMK proportional der **Windungszahl** des Ankers, die **Leistung** in Watt ist für eine gegebene Gröfse des Ankers nahezu unveränderlich, d. h. unabhängig von der Windungszahl des Ankers. Bei stark zunehmender Windungszahl nimmt sie etwas ab, weil der für die Isolation beanspruchte Raum wächst.

Bei Aenderung der Ankerbewicklung sind Windungszahl und Querschnitt der Schenkelbewicklung der Spannung entsprechend zu ändern (S. 882).

Nun mufs man prüfen, ob sich die Wicklung unterbringen läfst, wie Nut- und Lamellenzahl ausfallen, ob die Spannung zwischen 2 Lamellen hinreichend klein, wie grofs das Stromvolumen für 1 Nut, die Zahnsättigung, die Sättigung im Ankerkern, der Spannungsverlust, Eisenverlust, Temperaturerhöhung durch Kupferwärme und Eisenverlust (Hysteresis- und Wirbelströme). Hierzu dienen folgende Angaben:

2. Für die Anzahl S der **Ankerabteilungen (Spulen)** sind namentlich mafsgebend: die Schwankungen der EMK ($S > 30$); die Selbstinduktion, die in wenig Spulen mit vielen Windungen (Funkenbildung) bedeutend ist (s. auch folgende Formel für K); die Rücksicht auf die Herstellung des Stromabnehmers, der bei vielen schmalen Lamellen teuer wird; die Mindestbreite der Lamellen für eine gewisse Stromstärke bei gegebenem Durchmesser des Stromabgebers. Die gröfstmögliche Spannung zwischen zwei benachbarten Lamellen $e_k = \frac{\pi a E}{K}\left(\frac{p}{a}\right)$ (wo für $\frac{p}{a}$ stets die nächst gröfsere ganze Zahl zu setzen ist) soll höchstens 20 bis 25 V bei gröfseren Stromstärken sein, doch sind einwandfrei arbeitende Maschinen mit $e_k = 35$ bis 45 V gebaut worden; oder die mittlere Spannung zwischen zwei Lamellen $e_m = 2\,E p : K$ sei $\leqq 10$ V (bis 20 V bei kompensierten Maschinen), wobei die gröfste durch die ungleiche Verteilung des Feldes auf 2,2 bis 2,5 e_m steigt.

3. Arnold fordert, dafs das **Stromvolumen in einer Nut** $= \frac{i_a z_a}{N} \leqq 900$; das gibt bei 4 Stäben für eine Nut $i_a \leqq 225$ A, bei 6 Stäben $i_a \leqq 150$ A; für $i_a < 70$ A werden die Stäbe zu schwach, so dafs Drahtwicklung besser ist. Für diese gilt angenähert empirisch $K \geqq (0{,}04$ bis $0{,}037)$ $z_a \sqrt{i_a}$; K ist dann noch den Wickelformeln entsprechend zu gestalten.

4. Der **Querschnitt des Ankerdrahtes** ergibt sich aus der gröfsten zulässigen Stromdichte (2 bis 5 A/qmm), aus dem daraus folgenden Spannungsverluste (2 bis 4 %) und der Erwärmung (weiter unten). Für kleinere Kupferquerschnitte verwendet man runden Draht (bis 4 mm), für gröfsere rechteckige Kupferbarren oder, zur Vermeidung von Wirbelströmen und der Bewicklung mit Formspulen halber, mehrere parallel geschaltete dünne Drähte, die jedoch wegen der Isolation mehr Platz beanspruchen, oder in Rechteckform geprefste Kupferseile.

Die Umspinnung der Drähte sei 2fach, bei Hochspannung 3fach; die Dicke einer Bespinnung etwa $^1/_8$ mm, so dafs bei 2facher Umspinnung der Durchmesser $d \sim 0{,}5 + d_k$. Der Durchmesser d (in mm) eines gut umsponnenen Kupferdrahtes vom Metalldurchmesser d_k (in mm) ist überschläglich

nach Uppenborn $d = 0{,}43 + 1{,}07\, d_k$; nach Kapp $d = 0{,}26 + 1{,}12\, d_k$.

Die Isolation gegen das Ankereisen richtet sich nach der Gesamtspannung auf Grund von Erfahrungswerten (s. auch S. 898 unter e).

5. Die **Zahnsättigung**, die am Zahngrunde am gröfsten, am Umfang am kleinsten (Abb. 30) ist, wählt man zu $\mathfrak{B}_{z\,max} = 16$ bis $24\,000$, $\mathfrak{B}_{z\,min} = 14$ bis $20\,000$, sieht nach, ob die Isolation der Windungen neben diesen Platz hat, und schiebt die Verhältnisse so lange unter Beachtung der vielen einander teilweise widersprechenden Anforderungen, bis der Anker nahezu in der Rechnung fertiggestellt erscheint. Dies ist aber nicht möglich, ohne gleichzeitige zeichnerische Festlegung des Magnetgestells, da man unter Umständen am Gestell sparen kann, wenn man die Verhältnisse des Ankers etwas ändert.

Abb. 30.

Polschuh

z_T

d_a

d_i

Die **Sättigung im Ankerkern** wählt man etwa $\mathfrak{B}_a = 6$ bis $14\,000$, die geringere Sättigung bei mehrpoligen Maschinen. Daraus ergibt sich der Innendurchmesser d_i; bei Nutenankern geht $d_a < D$ bis zum Zahngrund, und es ist $q_a = k_2\, l\, (d_a - d_i)$ in qcm, wobei $\mathfrak{B}_a = \mathfrak{S}_a : q_a$ ist. Der Beiwert $k_2 \sim 0{,}85$ bis $0{,}92$ richtet sich nach der Isolation der Bleche.

Der Ankerkern besteht aus bestem Dynamoblech ($\eta < 0{,}002$, S. 840), damit hohe Sättigung und somit ein geringer Querschnitt möglich ist. Zur Verminderung der Wirbelströme ist Zerlegung durch isolierende Schichten (dünnes Papier, das oft mit Schellack auf die Bleche geklebt ist, oder einseitiger Lackanstrich der Bleche) winkelrecht zur Richtung der induzierten Ankerströme, also parallel zur Drehrichtung und den Kraftlinien erforderlich (S. 849). Der Weg der Kraftlinien soll dabei nicht gestört werden. Die Bleche sind 0,35 bis 0,7 mm

(i. M. 0,5 mm, Endbleche 2 bis 6 mm) dick und werden bis zum Durchmesser von 1 (bis 1,2) m aus einem Stücke hergestellt. Die Bolzen, mit denen die Bleche zusammengehalten werden, sind wegen der Wirbelströme gut zu isolieren und möglichst nahe dem inneren Rande zu setzen (Abb. 30 u. 31).

6. **Kupferverluste.** Der **Widerstand** des Ankers in Ω ergibt sich zu

$$R_a = \frac{z_a}{(2\,a)^2} \cdot \frac{L_a\,(1 + 0{,}004\,t_a)}{57\,f_a}$$

und sein **Spannungsverlust** in V zu $J R_a = 2\,a\,i_a R_a$, worin bei Trommelankern $L_a \sim \frac{1}{100}(l + 1{,}4\,r + 5)$ die halbe Länge einer Ankerwindung in m (bei Ringankern L_a die ganze Länge), f_a den Querschnitt der Ankerwindungen in qmm und t_a die Temperaturerhöhung über 15° bedeuten. Ueber zusätzliche Verluste durch etwaige Wirbelströme in dicken Ankerstäben s. u.

7. **Eisenverluste** (S. 839). Der Hysteresisverlust beträgt bei ν vollständigen Ummagnetisierungen (Perioden) in 1 sk und der Eisenmasse Q in cbdm

$$\mathfrak{E}_h = \sigma_h \frac{\nu}{100} \left(\frac{\mathfrak{B}}{1000}\right)^{1,6} Q \text{ Watt, worin } \sigma_h = \frac{\eta}{0{,}0016} \sim = 1$$

(η Steinmetzkoeffizient, S. 840); der Wirbelstromverlust steigt mit der Blechdicke δ (in mm) nach der Beziehung

$$\mathfrak{E}_w = \sigma_w \left(\delta \frac{\nu}{100} \frac{\mathfrak{B}}{1000}\right)^2 Q \text{ Watt},$$

wobei $\sigma_w \sim 1$ bis 1,5 auf ein Vielfaches durch die Bearbeitung steigen kann. Für „legiertes" Eisenblech (S. 840) von Capito und Klein wurde $\sigma_h = 0{,}67$, $\sigma_w = 0{,}63$ gefunden.

Beide Verluste müssen für Ankerkern und Zähne getrennt berechnet werden.

Man verwendet für die Zähne die nämlichen Formeln, führt $\mathfrak{B}_{min}$ (Sättigung am Umfang, Abb. 30) ein, vermehrt mit Beiwerten k_4 bzw. k_5, die Funktionen von $\frac{z_2}{z_1}$ sind.

Abb. 31.

Für die Zähne gilt also

$$\mathfrak{E}_h = \sigma_h \frac{\nu}{100} k_4 \left(\frac{\mathfrak{B}_{min}}{1000}\right)^{1,6} Q_z,$$

$$\mathfrak{E}_w = \sigma_w k_5 \left(\delta \frac{\nu}{100} \frac{\mathfrak{B}_{min}}{1000}\right)^2 Q_z,$$

worin für $\frac{z_2}{z_1}$	= 0,4	0,6	0,8	1,0
k_4	= 1,9	1,5	1,2	1,0
k_5	= 2,1	1,7	1,2	1,0.

Weitere Wirbelstromverluste treten in allen massiven Teilen auf, in denen Wechselfelder wirken. Also in Bolzen, die man isoliert (Abb. 30) oder an den inneren Rand setzt (Abb. 31), in Endscheiben,

die man auch aus einigen Blechen zusammennietet oder durch elektrische Punktschweifsung verbindet, in massiven Polschuhen durch Schwankungen infolge Vorbeiführens der Zähne und im Ankerkupfer durch Streulinien. Polschuhe deshalb häufig unterteilt wie Ankerkern (Abb. 39, S. 890).

8. Die **Erwärmung** des Ankers während des Betriebes wird hervorgerufen durch Widerstandsverlust ($J^2 R_a$, S. 878), Hysteresis und Wirbelströme (S. 878).

Zur Vermeidung einer schädlichen Temperaturerhöhung ist für gute Lüftung zu sorgen, die durch Lüftschlitze von 8 bis 12 mm Weite in dem Blechpaket und Anordnung der Wicklung (ausladende Mantelwicklung, Schleuderwirkung), Einbau von Ventilatorrädern und gezwungene Luftführung (ventilierte Kapselung) erreicht wird. Die Temperaturerhöhung Θ in ^{0}C ist

$$\Theta = \frac{(450 \text{ bis } 500)\, \mathfrak{E}_v}{O\,(1 + 0{,}1\, v)},$$

worin $\mathfrak{E}_v$ die gesamten Kupfer- und Eisenverluste im Anker, O die abkühlende Oberfläche in qcm, v die Umfangsgeschwindigkeit in m/sk. Zulässige Erwärmung S. 865.

9. Ist die **Umlaufzahl** n nicht festgesetzt, so nehme man sie nach ähnlichen Ausführungen an, bleibe jedoch mit der **Umfangsgeschwindigkeit** bei kleinen Ankern unter 15, bei grofsen unter 25 m/sk, bei Schnelläufern geht man bis oder über 30 m/sk, bei Wasserturbinen 40 bis 50 m/sk, bei Dampfturbinen 80 bis 100 m/sk.

10. **Befestigung der Wicklung.** Bei glatten Ankern, die nur noch selten vorkommen, sei die radiale Tiefe der Wicklung gering, um den Abstand des Ankereisens von den Polschuhen zu verkleinern; der Eisenkern ist von der Bewicklung durch Prefsspan, Papier oder Glimmer bzw. Mikanit (0,5 bis 2 mm) zu isolieren. Die von den Drähten aufzunehmende Zugkraft Z in kg beträgt für einen vom Strome J durchflossenen Leiter von der Länge l in cm

$$Z = \frac{10^{-6}}{9{,}81}\, l\, \mathfrak{B}_l\, J.$$

Also Drähte gut gegen Rutschen befestigen. Bei kleineren Ankern genügt der Reibungswiderstand, der durch feste Drahtschnürung erhöht wird; bei Ringankern dienen Speichen als Mitnehmer, während bei grofsen, glatten Trommeln besondere Mitnehmer aus Holz oder Fiber verwendet oder die Kupferstäbe selbst zu solchen ausgebildet werden. Diese Befestigung ist überflüssig bei Nuten- oder Lochankern, bei denen die Wicklung in Prefsspan- oder Mikanithülsen geborgen im Eisen liegt; die Nuten, die für Schablonenwicklung offen sind, müssen bei hoher Geschwindigkeit wegen der Fliehkraft durch Keile aus Holz oder Messing (Dampfturbinen) geschlossen werden.

Bei mäfsigen Geschwindigkeiten wird durch Drahtbänder von Neusilber- oder Stahldraht, die untereinander verlötet und gegen die Wicklung durch Glimmer von 0,3 bis 0,6 mm Stärke isoliert sein müssen, die Wicklung gegen die Wirkung der Fliehkraft gesichert. Diese Drahtbänder sind 1 bis 2 mm dick und 15 bis 30 mm breit und

etwa alle 50 bis 100 mm angebracht. — Der Luftraum aufserhalb der Drahtbänder sei 2 bis 5 mm.

Die Nuten- oder Lochanker haben den weiteren Vorteil, dafs der Luftabstand von Eisen zu Eisen gering ist.

Isolation S. 877 u. 898.

Wegen der Funkenbildung ist symmetrische Wicklung und Lagerung (S. 873 u. 883 ff.) und wegen der mechanischen Wirkungen bei hohen Geschwindigkeiten eine gute statische und dynamische Auswuchtung des unbewickelten und bewickelten Ankers wichtig.

Vergleich verschiedener Ankerausführungen.

Vorteile des Ringes: Gute und leichte Isolation für hohe Spannungen (bis 3500 V), da der Spannungsunterschied nebeneinanderliegender Drähte gering ist; einfache Herstellung und Ausbesserung der Wicklung: bei glatten Ankern gute Sicherung der Drähte durch die Ankerspeichen gegen Rutschen und die Wirkungen der Fliehkraft; einfache Lüftung bei grofser Abkühlungsoberfläche; die Lamellenzahl des Stromabgebers kann gleich der Drahtzahl z_a sein (wichtig bei wenigen Windungen). **Nachteile des Ringes:** Die inneren Windungen erfordern Mehrverbrauch an Draht und erzeugen ein stehendes Streufeld (Ankerbüchse unmagnetisch); diese Windungen erschweren die Stromwendung und vergröfsern die Ankerrückwirkung.

Vorteile der Trommel: Bessere magnetische Anordnung, daher $\mathfrak{B}_n$ gröfser; geringerer Ankerwiderstand und der kleineren Ankerrückwirkung wegen bessere Ausnutzung des Drahtes (15 bis 20 % Ersparnis); einfache Wicklung für mehrpolige Maschinen mit nur zwei Bürsten ($a = 1$); vor allem aber Möglichkeit der Herstellung von Schablonenwicklung. Aus letzterem Grunde heute meistens verwendet.

c. Berechnung der Feldmagnete und Magnetwicklung.

1. Um den Kraftlinienflufs $\mathfrak{S}_a$ durch den Anker zu treiben, ist eine bestimmte Anzahl Amperewindungen AW auf den erregenden Magnetschenkeln nötig, die nach den auf S. 841 und S. 846 entwickelten Gleichungen zu berechnen sind. Zu diesem Zwecke betrachtet man die Dynamomaschine als einen geschlossenen magnetischen Kreis, dessen einzelne Teile (Anker, Lufträume, Magnetgestell) von dem Kraftlinienflusse durchströmt werden.

Für jeden einzelnen dieser Teile gilt nach Gleichung (1) auf S. 841:

$$\mathfrak{F} = \mathfrak{S}\,\mathfrak{R}. \qquad \mathfrak{B} = \mathfrak{S} : q = \mu\,\mathfrak{H}.$$

Die magnetomotorische Kraft $\mathfrak{F}$ ist nach den Gleichungen auf S. 846, wenn J in A ($= 10^{-1}\ c^{1/2} g^{1/2} s^{-1}$),

$$\mathfrak{F} = 0{,}4\,\pi\,z\,J = 0{,}4\,\pi\ \mathrm{AW} \text{ und}$$

$$\mathrm{AW} = 0{,}8\,\mathfrak{S}\,\mathfrak{R} \quad (\text{da } 1 : 0{,}4\,\pi \sim 0{,}8).$$

Ist l der mittlere Weg des Kraftlinienflusses in dem betrachteten Teile in cm und q dessen Querschnitt in qcm, so ist für

$$\text{Luft } \mu = 1 \quad \mathrm{AW} = 0{,}8\,\mathfrak{B}\,l; \qquad \text{Eisen} \quad \mathrm{AW} = 0{,}8\,\mathfrak{H}\,l = \mathfrak{H}'\,l.$$

Aus der Ankerberechnung und dem zuerst angenähert zu entwerfenden Magnetgestelle (S. 889) sind die Gröfsen $\mathfrak{S}$, $\mathfrak{B}$, q und l bestimmt; $\mathfrak{H}$ wird der Magnetisierungskurve (S. 839) für das entsprechende $\mathfrak{B}$ (im Eisen) entnommen oder $\mathfrak{H}'$ als Funktion von $\mathfrak{B}$ der nachstehenden Tafel. $\mathfrak{H}'$ sind die Amperewindungen, die nötig sind, um den Induktionsflufs $\mathfrak{B}$ durch 1 cm-Eisen zu treiben.

Magnetisierungstafel.*)

$\mathfrak{B}$	Amperewindungen für 1 cm Kraftlinienweg			$\mathfrak{B}$	Amp.-Windungen für 1 cm Kraftlinienweg		$\mathfrak{B}$	Amp.-Windungen für 1 cm Kraftlinienweg	
	Ankerblech	Stahlgufs	Gufseisen		Ankerblech	Stahlgufs		Ankerblech	Stahlgufs
1 000	—	—	1,2	11 000	5,1	6,8	16 500	52	54
2 000	—	—	3,3	11 500	5,9	7,4	17 000	70	72
3 000	—	1,0	6,0	12 000	6,8	8,2	17 500	90	92
4 000	1,0	1,4	9,5	12 500	7,9	9,0	18 000	110	117
5 000	1,3	1,9	14	13 000	9	10,4	18 500	145	146
6 000	1,7	2,4	21	13 500	11	12,3	19 000	180	181
7 000	2,1	3,1	35	14 000	13	15,4	19 500	225	—
8 000	2,5	3,8	56	14 500	16	19,6	20 000	280	—
9 000	3,1	4,7	80	15 000	21	24	20 500	350	—
10 000	3,9	5,7	120	15 500	30	31,5	21 000	450	—
10 500	4,4	6,2	150	16 000	40	41	22 000	780	—

Zur Erläuterung dieses Verfahrens diene folgendes:

Beispiel. Der Anker sei berechnet und nach seinen Abmessungen ein vorläufiger Entwurf des Magnetgestelles gewählt. Zur Berechnung der Amperewindungen (AW) auf den Schenkeln betrachtet man Anker, Lufträume und Magnetgestell gesondert. Mafse in **cm.**

Abb. 32.

α. **Anker.** $\mathfrak{S}_a$, q_a, $\mathfrak{B}_a$ sind bekannt, l_a ist aus der Zeichnung (Abb. 32) angenähert zu ermitteln; man entnehme der vorstehenden Tafel das $\mathfrak{B}_a$ entsprechende $\mathfrak{H}_a'$ und findet

$$AW_a = \mathfrak{H}_a' l_a.$$

Hat der Anker Zähne, so ist für diese eine gesonderte Rechnung anzustellen; q_z ist dann der Eisenquerschnitt aller jeweilig vor einem Polschuh befindlichen Zähne. Ist $^1/_2\, l_z$ die Höhe eines Zahnes, so ist $AW_z = 2\,\mathfrak{H}_z'\,{}^1/_2\, l_z = \mathfrak{H}_z'\, l_z$. Wahl von $\mathfrak{B}_a$ und $\mathfrak{B}_z$ S. 877.

β. **Lufträume.** $\mathfrak{S}_l = \mathfrak{S}_a$; $l_l = 2\,\delta$, wenn δ der Abstand des Ankereisens von der Polschuhfläche ist; $q_l \sim \lambda\, b_p$, wenn λ der Bogen und b_p die achsiale Breite des Polschuhes ist; $\mathfrak{B}_l = \mathfrak{S}_l : q_l$. Wahl von $\mathfrak{B}_l$ S. 876; mithin:

$$AW_l = 1{,}6\,\mathfrak{B}_l\,\delta\, k_1.^{**})$$

γ. **Magnetgestell.** Von den in den Magnetschenkeln erzeugten Kraftlinien $\mathfrak{S}_m$ geht eine Anzahl nicht durch den Anker, sondern durch Streuung verloren. Dieser Streuverlust richtet sich im allgemeinen nach der Bauart des Gestells und nach der Stärke der Erregung; er beträgt 10 bis 30 % (bei kleinen Maschinen noch mehr). Ist $\mathfrak{S}_s = x\,\mathfrak{S}_a$ die Anzahl der verlorenen Kraftlinien, so ist

$$\mathfrak{S}_m = \mathfrak{S}_a + \mathfrak{S}_s = (1 + x)\,\mathfrak{S}_a.$$

*) Mittlere Werte; je nach Beschaffenheit des Baustoffes kommen nicht unerhebliche Abweichungen vor.

**) Beiwert $k_1 \sim 1{,}2$ bis 1,4 für Nutenanker, ~ 1 für glatte Anker.

q_m ist nach dem zulässigen $\mathfrak{B}_m$ (S. 890) zu bestimmen, l_m dem Entwurfe zu entnehmen; es ist dann

$$AW_m = \mathfrak{H}'_m l_m.$$

Besteht das Magnetgestell aus mehreren Teilen von verschiedenem Stoff oder Querschnitt, Polschuhen l_{ps} aus Blech, Magnetschenkeln l_m aus Stahl, Joch l_j aus Stahl oder Gufseisen, so ist die Rechnung für die einzelnen Teile gesondert durchzuführen.

$$AW_m = \mathfrak{H}'_m l_m + \mathfrak{H}'_j l_j + \mathfrak{H}'_{ps} l_{ps}.$$

Führt man die Rechnung für verschiedene Erregungen aus, so erhält man die **Leerlauf-Charakteristik** der Maschine (S. 866 u. 867).

2. Die bei Belastung nötigen Amperewindungen AW_m sind wegen der **Ankerrückwirkung** höher als bei Leerlauf. Wird der Anker in unerregtem Felde von Strom durchlaufen, dann erzeugen die Ankeramperewindungen ein Feld AW_a, das quer zum Hauptfelde steht (Abb. 33 für eine zweipolige Maschine). Um funkenfreien Gang zu erzielen, sind nun bei erregten Magneten die Bürsten um einen Winkel α zu verschieben, bei Generatoren mit der Drehrichtung, bei Motoren gegen die Drehrichtung bis in die resultierende neutrale Zone senkrecht auf dem resultierenden Feld $AW_{res.}$*) Durch die Rückwirkung des vom Ankerstrom erzeugten Feldes AW_a auf das Magnetfeld wird dieses verzerrt und geschwächt. Die unter den Polschuhen liegenden Windungen üben eine quermagnetisierende Wirkung AW quer $\lessapprox \lambda \overline{AS}$ (Abb. 34) aus, die das Feld verzerrt und Funken hervorrufen kann (vgl. S. 886 ff.). Liegen die Bürsten nahe den Polspitzen, dann sind die entmagnetisierenden oder Gegen-AW des Ankers $AW_g = \frac{1}{2}$ bis $\frac{2}{3}$ mal $g\overline{AS}$ (Abb. 34), wo g Polspitzenabstand. Durch die Quer-AW wird beim Stromerzeuger die ablaufende Polkante verstärkt, die anlaufende geschwächt, das resultierende Feld also im Sinne der Drehung verdreht. Bürsten stehen nahe geschwächter Polkante. Durch Gegen-AW wird Hauptfeld entmagnetisiert; die Gesamtzahl der zur Magnetisierung nötigen Amperewindungen ist also für den magnetischen Kreis

Abb. 33.

Abb. 34.

$$AW = AW_a + AW_l + AW_m + AW_g = i_n w_n.$$

3. **Magnetwicklung.** Bei Hauptschlufsmaschinen ist i_n gegeben (entweder gleich J oder bei Parallelschaltung eines Regelwiderstandes zu den Magnetwindungen gleich einem Bruchteile von J). Bei Nebenschlufs-

*) Diese Darstellung der Felder durch gerichtete Linien und Zusammensetzung wie Kräfte gilt nur angenähert, da der Anker nicht gleichmäfsig von Eisen umgeben ist.

maschinen ist i_n durch den zulässigen Verlust (S. 864 und unter 4) begrenzt; dadurch ist w_n bestimmt. Die Länge einer mittleren Windung L_n der Bewicklung eines Poles (in m) ist vorläufig zu schätzen; der Widerstand r_n der Wicklung ist durch den zulässigen Spannungsverlust e_n bestimmt (bei Nebenschlufsmaschinen sei e_n der Regelung wegen 0,8 bis 0,9 e):

$$r_n = e_n : i_n.$$

Hieraus ergibt sich für den Drahtquerschnitt q_d der Schenkelwicklung (in qmm) bei p Polpaaren mit in Reihe geschalteten Wicklungen und AW für $\mathfrak{J}_a$/Polpaar berechnet

$$q_d = \frac{1}{50} \frac{L_n}{e_n} \overline{\mathrm{AW}} p.$$

Leitfähigkeit 50 wegen Erwärmung (S. 843), Stromdichte 1,2 bis 1,5 bis 2,2 A/qmm, für Hauptschlufsmotoren 1 bis 1,7 A/qmm wegen besseren Wirkungsgrades, bei Motoren für kurzzeitige Belastung bis 3 A/qmm.

4. **Erwärmung.** Je nach Umständen (Lüftung durch den Anker, Aufstellungsort, offener oder geschlossener Bau) sind nach Kapp 10 bis 16 qcm Spulenoberfläche für je ein im Widerstande r_n verbrauchtes Watt nötig. Die Temperaturerhöhung Θ in ^{0}C (zulässige Höchstwerte S. 865) ist $\Theta = 500\,\mathfrak{E}_n : O$ bis $750\,\mathfrak{E}_n : O$.

worin $\mathfrak{E}_n = i_n^2 \cdot r_n$ den Verlust in Watt und O die Oberfläche in qcm bedeutet. Zu berücksichtigen ist die Widerstandserhöhung des Kupferdrahtes um etwa 0,4 % bei 1^0 Temperaturerhöhung; näheres S. 843.

d. Stromwendung.

1. Während einer Umdrehung wird jedes Wickelelement $2p$mal kurzgeschlossen und in ihm der Strom $2p$mal umgekehrt, wobei der Strom von $+J_a$ auf Null ab- und auf $-J_a$ wieder zunimmt. Dieser Stromänderung $2\,J_a$ in der Zeit T' der Stromwendung entspricht eine Selbstinduktionsspannung $e_s = -(L + \Sigma M)\frac{d i_k}{d t}$, worin L den Koeffizienten der Selbstinduktion, ΣM die Summe aller in Betracht kommenden Koeffizienten der gegenseitigen Induktion, i_k den Kurzschlufsstrom bedeuten (S. 847 u. 848). Der Mittelwert von e_s, $M(e_s) = e_r$, heifst **Reaktanzspannung.** In der stromwendenden Spule mufs also während des Kurzschlusses eine Spannung gleich $-e_r$ erzeugt werden, sonst wäre eine Stromwendung überhaupt unmöglich (Rothert, ETZ 1902).

Aufser der Reaktanzspannung treten noch zwei weitere Spannungen auf, nämlich die infolge der Bewegung im Felde in den kurzgeschlossenen Spulen induzierte EMK, die **Kurzschlufsspannung** mit dem Mittelwert e_i und die infolge ungleichmäfsiger Stromdichte unter den Bürsten auftretende Uebergangs- oder **Funkenspannung** e_f. Zwischen diesen drei Spannungen besteht die Beziehung $e_i - e_f = -e_r$, oder $e_f = e_i + e_r$.

Die günstigste Stromwendung wird erhalten, wenn $e_i = -e_r$. Dann ist $e_f = 0$, und der Strom nimmt geradlinig von $+J_a$ auf $-J_a$ ab.

Ist $e_i > -e_r$, so wird die Stromdichte für die ablaufende Bürstenkante zu grofs (II in Abb. 35), **Unterkommutierung**; ist $e_i < -e_r$, so wird die Stromdichte an der auflaufenden Bürstenkante zu grofs (III in Abb. 35), **Ueberkommutierung.** Die Funkenspannung e_f ist bei II positiv, bei III negativ, erreicht mefsbare Werte und kann u. Umst. die Bürsten angreifen.

Die günstigste Stromwendung erfordert gleichbleibendes Wendefeld, das bei **freier Stromwendung** nicht, bei **erzwungener** wohl erreichbar ist.

Abb. 35.

Zur Erzielung guter Stromwendung sind drei verschiedene Mittel verfügbar entsprechend den drei Spannungen e_r, e_i, e_f, die beeinflufst werden durch die Art und Unterbringung der Bewicklung, die Form des Feldes und die Wahl der Bürsten.

α. **Reaktanzspannung:** Nennt man $\mathfrak{S}_s$ das gesamte Streufeld des Stromvolumens einer Nut, t_1 die Nutenteilung, $\overline{AS}$ die Anzahl der Amperestäbe für 1 cm Umfang, dann ist für l_a cm achsialer Länge $\mathfrak{S}_s = t_1 \overline{AS} \lambda_N l_a$, worin λ_N die ganze magnetische Leitfähigkeit der Nut für 1 cm Länge und eine Amperewindung bedeutet. Dieses Feld verändert sich in der Zeit T_N des Kurzschlusses einer Nut von $+\mathfrak{S}_s$ auf $-\mathfrak{S}_s$; bei K Ankerlamellen, z Ankerdrähten ($= St$ beim Ring, $= 2\,St$ bei der Trommel, S. 871) ist die mittlere in $z:K$ Spulenseiten induzierte EMK also

$$e_r = \frac{2\,\mathfrak{S}_s}{T_N} \frac{z}{K} 10^{-8} \text{ Volt.}$$

Ist b die Bürsten-, β die Lamellenbreite, v die Anker, v_k die Stromwendergeschwindigkeit in m/sk, dann sind

$$b_D = b\frac{v}{v_k}; \quad \beta_D = \beta\frac{v}{v_k}$$

die auf den Ankerumfang reduzierten Breiten, und bei u Stäben für jede Nut ist $t_1 = \beta_D u/2$. Die Zeit des Kurzschlusses einer Nut ist dann (bei unverkürztem Wickelschritt)

$$T_N = \frac{t_1 + b_D - (1 + p_w)\frac{a}{p}\beta_D}{100\,v}$$

und wenn die Zahl der weggelassenen Bürsten $p_w = 0$ ist,

$$T_N = \frac{t_1 + b_D - \frac{a}{p}\beta_D}{100\,v}.$$

Die magnetische Leitfähigkeit λ_N enthält die Streufelder λ_n quer durch die Nut, λ_k über den Zahn und λ_s über die Spulenköpfe (l_s Abb. 36). λ_n wächst für schmale, tiefe Nuten, λ_k für halboffene

Nuten; deshalb sind offene, seichte und breite Nuten günstiger. Die gesamte Leitfähigkeit ist

$$\lambda_N = \lambda_n + \lambda_k + 0{,}5\,\lambda_s \frac{l_s}{l_a};$$

nach Parshall und Hobart ist im Mittel $\lambda_n + \lambda_k = 4$, $\lambda_s = 0{,}8$; zusammen etwa $\lambda_N = 6$. Bei neueren Maschinen liegt λ_N meist zwischen 5 und 7, Mittel etwa 6.

Die Reaktanzspannung wird (bei $p_w = 0$)

$$e_r = 2\left(\frac{z}{K}\,\overline{AS}\,l_a\,v\,10^{-6}\right)\frac{t_1}{t_1 + b_D - \frac{a}{p}\,\beta_D}\,\lambda_N = 2\,A\,\psi\,\lambda_N \text{ Volt},$$

wenn zur Abkürzung der Klammerausdruck gleich der Ankerkonstanten A, der Bruch gleich ψ gesetzt wird.

Als Mittel aus etwa 60 Maschinen ergab sich $A = 0{,}2$ ohne zu grofse Abweichungen für **normale** Maschinen.

Für $\lambda_N = 5$ bis 7 folgt also $e_r = (10 \text{ bis } 14) \,.\, 0{,}2 \,.\, \psi = (2 \text{ bis } 2{,}8)\,\psi$. Die Erfahrung zeigt, dafs bei **freier** Stromwendung

$e_r \leqq 1{,}5$ V bei weichen Kohlen,
$\leqq 2{,}0$ bis $2{,}5$ „ „ halbharten „ ,
$\leqq 3{,}0$ „ „ sehr harten „

sein soll.

Abb. 36.

Bei Maschinen mit grofsem $\overline{AS}$ oder grofser Umfangsgeschwindigkeit (Turbodynamos) wird e_r stets (3 bis 5-mal) gröfser als diese Werte, dann mufs gute Stromwendung durch künstliche Mittel **erzwungen** werden (durch Wendepole, S. 887).

β. Die **Kurzschlufsspannung** ist die mittlere EMK, die in den zwischen den Bürstenkanten kurzgeschlossenen Spulen induziert wird. Ihr Wert hängt stark von der Bürstenverschiebung ab und beträgt in

der neutralen Zone $e_{i_0} = 2\,\frac{b}{\beta}\,\frac{p}{a}\,A\,(\psi\lambda_N + \lambda_{q\,o})$,

bei verschobenen Bürsten $e_{i\,v} = \frac{b}{\beta}\,\frac{p}{a}\,A\,(\psi\lambda_N + \lambda_{q\,v})$,

worin λ_{q0} 2,5 bis 4 und $\lambda_{qv} = 3$ bis 7 i. M. die Leitfähigkeit des Querfeldes in der neutralen Zone bei nicht bzw. etwas verschobenen Bürsten bedeuten. Die Verschiebung ist dabei so grofs, dafs die Kurzschlufsspannung bei Vollast gleich, aber entgegengesetzt gerichtet derjenigen bei Leerlauf wird. b ist die Bürsten-, β die Lamellenbreite, $A = \frac{z}{K}\,\overline{AS}\,l_a\,v\,10^{-6}$ die vorgenannte Ankerkonstante $\sim 0{,}2$. Die Kurzschlufsspannung ist also von der Belastung und vom Bürstenstande abhängig.

Zulässige Werte sind $e_{i_0} = 12$ V für Hauptschlufsmaschinen, $e_{i_0} = 10$, $e_{iv} = 9$ V bei Nebenschlufsmaschinen. λ_N ist i. M. $= 6$, $\lambda_q \sim 6$, so dafs $e_{i_0} \sim 6 S_k A (2\psi + 1)$, $e_{iv} \sim \frac{1}{2} e_{i_0}$ wird. $S_k = \frac{b}{\beta} \frac{p}{a}$ ist die Anzahl der gleichzeitig kurzgeschlossenen Spulenseiten.

γ. Die **Funkenspannung** ergibt sich je nach der Bürstenstellung und dem Verlauf der Kurzschlufsströme als Summe von Reaktanz- und Kurzschlufsspannung $e_f = e_r + e_i$. Sie kann hohe Werte (bis 8 Volt etwa) erreichen.

Wenn z. B. die Funkenspannung für ein Segment $e_f = 2{,}55$ V ist und $b = 3\beta$, dann wird $e_f \cdot (b : \beta) = 2{,}55 \times 3 = 7{,}65$ V/Bürste. Sind 8 Stifte zu je 6 Bürsten $3{,}6 \times 1{,}2$ cm vorhanden für einen Strom von $J = 620$ Amp, dann ist die Stromdichte rd. 6 A/qcm. Bei einem Uebergangswiderstand von 0,2 Ω/qcm wäre bei gleichmäfsiger Verteilung des Stromes unter den Bürsten ein Spannungsabfall von $\Delta E = 0{,}2 \times 6 = 1{,}2$ V ($= AC$, Abb. 37) vorhanden, während tatsächlich 5,2 V auftreten:

AB sei die Bürstenbreite, ziehe durch die Mitte D von CE die Gerade FG, so dafs $EG = CF = \frac{7{,}65}{2}$.

Abb. 37.

Dann ist also angenähert

$BG = 5$ V, $\quad s = 6\,(5 : 1{,}2) = 25$ A/qcm,
$AF = -2{,}6$ V, $\quad s = -6\,(2{,}6 : 1{,}2) = -13$ A/qcm,

während in O die Stromdichte 0 ist. Beim Uebergang von der idealen Stromverteilung $ACEB$ auf $AFOGB$ ist der Spannungsabfall unter der Bürste

$$e_u = \Delta E + \frac{\left(e_f \frac{b}{\beta}\right)^2}{12\,(\Delta E)} = 1{,}2 + \frac{7{,}65^2}{12 \cdot 1{,}2} = 5{,}2 \text{ V}.$$

Durch richtige Wahl der Härte (ΔE, S. 889) und Breite der Kohlen ist zuweilen die Funkenspannung richtiger einzustellen und damit die Stromwendung zu verbessern.

2. Für **funkenfreie Stromwendung** darf die Spannung zwischen zwei Lamellen $e_m = \frac{E \cdot 2p}{K}$ im Mittelwert nicht gröfser als $e_m = 10$ bis 20 V, im Höchstwert nicht gröfser als $e_{max} = 40$ bis 45 V sein (S. 876). Ferner mufs Querfeld oder Feldverzerrung klein sein. Da Bürstenverstellung wenig erwünscht, mufs Verschiebung α des Gesamtfeldes von Leerlauf bis Vollast kleiner als Bürstenbreite b_D sein, α und b_D beide auf Ankerumfang bezogen (Abb. 38).

α. Um dies zu erreichen, mufs das Wendefeld flach verlaufen, darf aber nicht zu schwach sein. Dies ist erzielbar durch besondere Polschuhformen (S. 890).

Unter einem rechteckigen Pol verlaufen die AW des Feldes trapezförmig in Form der gebrochenen Linie - - - AW_m (Abb. 38), die AW des Ankers in Form der dreieckigen — · · · · — — · · AW_a.

Beide zusammen ergeben die stark entstellte Kurve I der Abb. 38 mit erhöhter Sättigung an der einen, verringerter Sättigung an der anderen Polschuhspitze. Die Bürsten stehen unter dieser geschwächten

Spitze. Sanfter Anstieg des Feldes kann erzielt werden durch Schrägstellung der Polschuhe oder Ankernuten, Vergröfserung des Luftspaltes δ auf δ', besondere Formen der Polschuhe (Lundell, Arnold).

Abb. 38.

β. Reichen diese Hülfsmittel nicht aus, so greift man zur **erzwungenen Stromwendung.**

Die Stromwendung kann verbessert werden durch Hülfs- oder **Wendepole,** besonders bei Motoren mit starker Geschwindigkeitsänderung, grofsen Maschinen mit schwieriger Stromwendung, Turbodynamos usw. Die Wendepole werden massiv aus Schmiedeisen oder Stahl oder lamelliert mitten zwischen zwei Hauptpolen gut befestigt und vom Hauptstrom J erregt, so dafs das von ihnen in der Luft erzeugte Wendepolfeld von der Dichte $\mathfrak{B}_{wl}$ gerade die Querwindungen aufhebt. Ist b_w die Breite, l_w die Länge des Wendepols, l die Ankerlänge (häufig $l_w < l$), t_1 die Zahn- oder Nutenteilung, b_D die Bürstenbreite, bezogen auf den Ankerumfang (S. 884), dann soll $b_w = t_1 + b_D$; $l_w \leqq (0{,}6 \text{ bis } 1)\, l$;

$$\mathfrak{B}_{wl} = 5\,\overline{\text{AS}}\left[\frac{4}{1 - b_D/t_1} - \left(\frac{2\,l}{l_w} - 1\right)\right] \sim 1500 \text{ bis } 2500$$

sein. Der Luftspalt des Wendepols δ_w kann $\geqq \delta$ der Hauptpole sein. Dann werden die AW für den Luftraum unter dem Wendepol $\text{AW}_{wl} = (1{,}5 \text{ bis } 2)\, b_w\,\text{AS}$ und die gesamten auf dem Wendepol anzubringenden $\text{AW}_w \sim 1{,}5\,\text{AW}_{wl} + \tau\,\text{AS} \sim (2{,}5\,b_w + \tau)\,\text{AS}$, wobei $\tau = \pi\,D/2\,p =$ Polteilung. Durch kleine Bürstenverschiebung ist auch Compoundierung erreichbar. Bei ungeeigneten Bürsten zuweilen Rundfeuer am Stromwender. Sättigung der Wendepole klein, etwa 1500 bis 4500 bei Stahl, Streufaktor grofs, etwa 1,3 bis 1,6 (unter ungünstigen Umständen bis 4).

Eine weitere Verbesserung der Stromwendung ist erreichbar durch eine **Kompensationswicklung,** die rings um die äufsere Begrenzungsfläche des Luftraumes δ, also über den Polbogen λ bei ausgeprägten Polen (Ryan, Fischer-Hinnen) oder rings um die zylindrische Innenfläche des Magnetgestells (Déri, Leblanc) möglichst gleichmäfsig verteilt und so geschaltet ist, dafs sie, vom Hauptstrom durchflossen, die Querwandungen des Ankers gerade abgleicht (kompensiert). Bei der Anordnung nach Déri sollte das rings um den Umfang mit Nuten versehene Magnetfeld zwei

Trommelwicklungen von derselben Polzahl wie der Anker erhalten, von denen die eine als Reihenwicklung ($a = 1$) ausgeführt und vom Erregerstrom im Nebenschlufs zur Armatur durchflossen, die andere als Schleifen- oder Reihenparallelwicklung ($a \gtreqless p$) ausgeführt wird und vom Hauptstrom durchflossen, als Kompensationswicklung dient, doch werden die Dérimaschinen wie kompensierte Wendepolmaschinen mit mehr oder weniger ausgeprägten Polen (in einem Stück mit dem Joch aus Blech) und konzentrierter Nebenschlufswicklung ausgeführt.

Abb. 38 zeigt schematisch die doppelte Polteilung einer Turbodynamo mit **Kompensationswicklung** und Wendepolen. Die breiten Pole NS werden von den Nebenschlufsspulen (schraffiert angedeutet) erregt, in den Nuten ist die Kompensationswicklung angebracht, der freistehende kleine Pol *n, s* ist ein Wendepol. Das Nebenschlufsfeld AW_m, das Ankerfeld AW_a, das Wendepolfeld AW_w und die Kompensations-AW AW_k geben zusammen das resultierende Feld II, das unter den Bürsten etwas verstärkt erscheint (in Gegensatz zu dem bei freier Stromwendung sich ergebenden Felde I). Der Anker ist schematisch als glatter Anker dargestellt, auch ist $b_D < \alpha$ hier gezeichnet worden. Die scharfen Kanten der Felder werden durch Streuung abgerundet.

Vorteile der kompensierten Maschinen: bessere Stromwendung, besonders bei Verwendung von Dampfturbinen, weniger Eisen. Nachteile: mehr Kupfer. Verwendung: bei langen Ankern mit geringem Durchmesser (Dampfturbinen), bei Maschinen und Motoren für weitgehende Regelung der Spannung und Umlaufzahl.

Gleichstromturbos. Schwierigkeit, gute Stromwendung, hohe Leistung trotz hoher Umfangsgeschwindigkeit (Anker S. 879, Stromwender 35 bis 45 m/sk). Häufig Rundfeuer am Stromwender, daher höchste Lamellenspannung $e_{max} \leq 40$ Volt. Stets erzwungene Stromwendung (Wendepole oder Kompensationswicklung oder beides). Bei gröfseren Leistungen häufig 2 Dynamos an eine Turbine angeschlossen, vgl. Tafel.

e. Stromwender(-abgeber, Kommutator) und Bürsten.

1. Auf die Herstellung des **Stromwenders** ist die gröfste Sorgfalt zu verwenden. Die einzelnen Lamellen, 4 bis 8 mm dick, aus hartem Kupfer gezogen, werden je nach Spannungsunterschied durch 0,6 bis 1 mm starke Blätter aus Glimmer (Mika, Mikanit) oder seltener und nur bei niedrigen Spannungen durch Prefsspan isoliert und durch kegelige Prefsringe fest gegen eine Büchse verspannt, bei Turbos fafsdaubenartig durch Schrumpfringe zusammengehalten, gute Kühlung vorzusehen (Luftkanäle u. Ventilatorräder, Hohlsegmente D. R. P.). Der Stromwender ist abnehmbar zu machen. Ende und Anfang von je zwei benachbarten Spulen werden durch einen gemeinsamen Draht zum Stromwender geführt und mit diesem mittels Verschraubung oder Verlötung (letztere bei starken Strömen unerläfslich) verbunden. Die Länge des Stromwenders ist derart zu bestimmen, dafs man bei Anwendung von Kupferbürsten für je 100 A eines Bürstenstiftes eine Länge von 3 cm, bei Kohlenbürsten das 1,5- bis 2fache rechnet; ferner ist die Auflagefläche der Bürsten zu berücksichtigen (s. unten); lange Stromwender wegen Wärmeausdehnung häufig geteilt.

2. Die **Bürsten** sind stets auf die **geringste Funkenbildung** einzustellen (S. 886).

Man wählt dafür weicheren Stoff als für den Stromwender. Die Bürsten, selten aus Drahtbündeln, Drahtgeweben, Blechen, fast durchweg aus Kohle bestehend, sollen kräftig, jedoch federnd auf dem Stromwender schleifen und verstellbar sein, sie müssen durch Bürstenhalter und Federn in der richtigen Lage gehalten werden. Man ordne mindestens zwei Bürsten nebeneinander an, um im Betriebe auswechseln zu können.

Die Anwendung von radial stehenden Kohlenbürsten nimmt stetig zu; bei Motoren für wechselnde Drehrichtung sind sie erforderlich.

Die folgende Tafel gibt zulässige und höchste Stromdichte in A/qcm und die Uebergangsspannung ΔE in Volt für die Bürste bei der höchsten Stromdichte.

Baustoff	Mittlere Stromdichte A/qcm	Höchste Stromdichte A/qcm	ΔE in Volt
Kupfer	10 bis 25	40	0,14
Kupferblech, sehr dünn (Endruweit)	15 „ 30	50	0,15
Kohle, sehr weich (Graphit) . . .	8 „ 11	20	0,8
„ weich	6 „ 10	15	1,0
„ mittelhart	5 „ 7	11	1,2
„ sehr hart	4 „ 6	9	1,3

Bei schwieriger Stromwendung wählt man die mittlere Stromdichte und den Uebergangswiderstand grofs, um ΔE zu vergröfsern. Bürstenbreite 20 bis 30 (selten 40 mm); sie beeinflufst Zahl der gleichzeitig kurzgeschlossenen Spulenseiten S_k (S. 885) und dadurch Güte der Stromwendung. Gewöhnlich 1 bis $1^1/_2$ Lamellen bei Kupfer, 2 bis $3^1/_2$ bei Kohle durch Bürste bedeckt.

3. **Erwärmung** des Stromwenders, auch des funkenfreien, durch Stromübergangsverluste $\mathfrak{E}_s = 2\,J e_u$ Watt (S. 885), durch Wirbelstromverluste (im allgemeinen zu vernachlässigen) und Reibung $\mathfrak{E}_{kr} = 9{,}81\,\mu f k v_k$ Watt, wo μ Reibungszahl, f Uebergangsfläche, k Auflagedruck in kg/qcm, v_k Umfangsgeschwindigkeit in m/sk ($\mu = 0{,}25$ bis 0,3 bei $k = 0{,}1$ bis 0,13 für Kupfer-, $\mu = 0{,}2$ bis 0,3 bei $k = 0{,}12$ bis 0,15 für Kohlebürsten, Motoren mit starker Erschütterung k 2- bis 3mal so grofs). $\mathfrak{E}_k = \mathfrak{E}_s + \mathfrak{E}_{kr}$ (S. 864).

Die Temperaturerhöhung Θ in ^{0}C ist $\Theta \sim \dfrac{(70 \text{ bis } 120)\,\mathfrak{E}_k}{O_k\,(1 + 0{,}1\,v_k)}$,

wo O_k nutzbare Stromwenderoberfläche, zulässig meist $\overline{\overline{<}}\,50^0$, höchstens (70 bis 80^0), S. 865. Bei Turbodynamos künstliche Kühlung des Stromwenders (S. 888).

f. Ausführung der Feldmagnete.

Die **Form des Magnetgestelles** soll leichte Zugänglichkeit aller Teile und geringsten magnetischen Widerstand berücksichtigen. Daher kurze, gedrungene Form der Schenkel, grofser Querschnitt des meist kreisrunden Joches, Anwendung besonderer Polschuhe (zur Ver-

minderung des Luftwiderstandes), Herstellung des Gestelles aus wenig Teilen mit guter Verbindung der Trennungsfugen; der Kraftlinienweg sei gleichmäfsig gekrümmt; zur Verminderung der Streuung vermeide man scharfe Kanten und Ecken (Schraubenköpfe), bringe die Wicklung nahe an die Pole.

Kleinere Maschinen werden oft mit den Lagern aus einem Stücke gegossen. Bei kleinen und mittleren Maschinen bildet man die Lager zu Schilden aus, die seitwärts am Joch angeschraubt werden. Dadurch

Abb. 39.

genauere Montage und Arbeit auf der Drehbank. Verwendung von Gufseisen, das nur geringe Sättigung zuläfst, ergibt grofse Querschnitte und Gewichte, so dafs auch auf den Schenkeln viel Kupfer nötig wird. Man macht daher die Schenkel aus Schmiedeisenblechen oder das Joch aus Gufseisen, die runden Pole mit Polschuhen aus Stahlgufs, oder Joch und Pole aus Stahl, die Polschuhe aus Blechen, oder Pole mit Polschuhen aus Blech und erspart dadurch Gewicht und Draht; der Drahtbedarf ist um so kleiner, je kleiner der Umfang des Schenkels im Verhältnis zum Querschnitt ist (Kreis am günstigsten) (Abb. 39).

Mit Rücksicht auf leichte Regelung und Spannungserhöhung zum Laden von Sammlern sei die Sättigung $\mathfrak{B}_m$ nicht zu hoch, für Gufseisen $\mathfrak{B}_m = 5000$ bis 6000, für Flufseisen und Stahl $\mathfrak{B}_m = 10000$ bis 16000, so dafs der Querschnitt bei schmiedeisernen Schenkeln das $1^1/_3$ bis $1^1/_2$ fache des Ankerquerschnittes wird.

Exzentrisches Ausbohren der Polschuhe, so dafs sich der Luftabstand δ nach den Spitzen vergröfsert, vermindert die Feldverzerrung. Zur Verbesserung der Stromwendung kann man entweder die Polschuhe schräg zu den Ankernuten setzen, oder den Luftabstand nach den Polspitzen zu auf das $1^1/_2$ fache vergröfsern, oder schliefslich besondere Hülfs- oder Wendepole (S. 887 ff.) verwenden.

Zur Verminderung der Wirbelströme, die besonders bei Nutenankern an den Polschuhspitzen (durch die Aenderung von $\mathfrak{B}_m$ beim Vorübergehen der Nuten und Zähne) entstehen, werden Polschuhe meist aus Blechen aufgebaut, achsial vernietet und gegen die gedrehten Pole verschraubt.

Zur leichteren **Herstellung der Bewicklung** (auf der Drehbank) und zum einfachen Auswechseln bei Ausbesserungen bringe man die Bewicklung auf Zink- oder Papprahmen, die über die Schenkel geschoben werden. Stärke der Rahmen 1,5 bis 3 mm. Häufig auch Spulen ohne Rahmen durch eingewickeltes Leinenband und nachherige Tränkung

zu einem festen Ganzen verbunden. Dadurch Ersparnis an Wickelraum und an Baustoff für Kasten. Besonders wichtig bei Bahnmotoren, wo Wickelraum beschränkt ist.

g. Mechanische Ausführung.

Die **Welle** ist stärker, als sonst üblich, auszuführen, um zitternde Bewegungen und infolgedessen Lockerung des Ankers, Funkenbildung usw. zu verhindern. Gute Ausführungen zeigen je nach der Entfernung der Lagermitten

$$d = 16\sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad \text{bis} \quad 23\sqrt[3]{\frac{N}{n}},$$

worin d in cm der Wellendurchmesser, n die minutliche Umlaufzahl, N die Leistung in PS; Abmessungen in den Lagern geringer; kritische Umlaufzahl und Wellen für Turbodynamos S. 905.

Den grofsen Umlaufzahlen entsprechend ist für besonders gute und breite **Lagerung** ($l:d \sim 2$ bis 4, letztere Zahl bei kleineren Maschinen) und gründliche Schmierung der Zapfen (Ringschmierung mit mindestens einem Metallring für je 350 mm Lagerlänge, bei Turbodynamos Prefsölschmierung mit Oelkühlung) zu sorgen; Kugellager werden seltener benutzt. Flachringanker (veraltet) sind durch verstellbare Kammlager magnetisch gut zu zentrieren. **Ankerbefestigung** auf der Welle bei Ringwicklung äufserst widerstandsfähig durch Bronzebüchsen. Bei kleinen Trommelankern werden die Eisenscheiben durch Nut und Feder unmittelbar auf der Welle gehalten, bei grofsen Trommeln werden gegossene Ankersterne verwendet.

Bei exzentrischer Lage tritt ein **magnetischer Zug**

$$Z = \frac{10^{-5}}{8\pi g}\,\pi D_f\, l_a\, \mathfrak{B}^2\, \frac{\varepsilon}{\delta}$$

auf, worin D_f Feldbohrung, l_a Ankerlänge, $\mathfrak{B}$ Induktion im Luftraum, $g = 9{,}81$ m/sk², δ Luftspalt, ε Exzentrizität ist. Da $p\,\mathfrak{S}_a \cong D_f\pi\, l_a \mathfrak{B}$, folgt

$$Z = \frac{10^{-6}}{25}\, p\,\mathfrak{S}_a \mathfrak{B}\, \frac{\varepsilon}{\delta}\ \text{kg} = 40\, \frac{(\text{KW})\,\mathfrak{B}}{\text{AS}\, v}\, \frac{\varepsilon}{\delta}\ \text{kg},$$

da $p\,\mathfrak{S}_a = \frac{\text{KW} \cdot 10^9}{\text{AS}\, v}$, wenn AS Amperestäbe/cm Umfang, v Geschwindigkeit in m/sk, KW Leistung in Kilowatt (vgl. S. 876).

Die **Riemenscheiben** möglichst grofs und breit, die Riemen glatt und ohne wulstige Nähte (geleimt), Riemengeschwindigkeit bei kleineren Maschinen 4 bis 10 m/sk, bei grofsen bis zu 30 m/sk und mehr. Weiteres I. Bd. Maschinenteile: Riemen- und Seiltriebe.

Aufstellung auf einem Schlitten oder Gleitschienen zum Nachspannen des Riemens (u. Umst. auch während des Betriebes). Zum **Antrieb** ist eine Kraftmaschine mit möglichst gleichförmigem Gange zu verwenden; für Glühlichtmaschinen sind höchstens 1 %, für Bogenlichtmaschinen bis 4 % Schwankungen der Umlaufzahl zulässig. Besonders störend bei Glühlicht sind Ungleichförmigkeiten durch den Kurbeltrieb der Kraftmaschine; daher grofse Schwungmassen erforderlich. (Abschn. Maschinenteile: Regelnde Maschinenteile.)

3. Gleichstrommotoren.

a) Bauart. Die Gleichstrommotoren werden in der Regel genau so gebaut wie die Gleichstrom-Dynamomaschinen, nur stellen die Betriebsbedingungen oft andere Anforderungen, z. B. gedrängterer und geschützterer Bau. Das Magnetgestell wird bei Motoren oft zu einem Gehäuse ausgebildet, das die beweglichen Teile teilweise einschliefst und diese so zwar weniger zugänglich macht, aber gegen Beschädigungen besser schützt, auch werden die Lagerschilde ganz geschlossen (z. B. Kranmotoren) oder bis auf eine Luftein- und -austrittöffnung (Kühlung durch eingebauten Ventilator auf der Motorwelle).

b) Berechnung. Die elektromotorische Gegenkraft in V ist nach S. 875:

$$E = \frac{1}{10^8} \mathfrak{S}_a z_a \frac{n}{60} \frac{p}{a}.$$

Die Klemmenspannung e ergibt sich aus

$$e = J(R_a + R_d) + E.$$

Bei **Nebenschlufsmotoren,** die an ein Netz gleichbleibender Klemmenspannung angeschlossen sind, ist $\mathfrak{S}_a$ bis auf die veränderliche Streuung und die Ankerrückwirkung nahezu unveränderlich. Die minutliche Umlaufzahl ergibt sich aus

$$n = \frac{10^8 (e - J_a R_a) 60}{\mathfrak{S}_a z_a} \frac{a}{p}.$$

Da bei der gröfsten Stromstärke der Nebenschlufsmotoren der Spannungsverlust im Anker $J_a R_a$ nur wenige Hundertstel von e beträgt, so vermindert sich die Umlaufzahl bei Belastung gegen die bei Leerlauf nur um annähernd $(100\, J_a R_a : e)$ %. — Vermindert man $\mathfrak{S}_a$ künstlich durch Einschalten eines Widerstandes in den Erregerstromkreis, so steigt die Umlaufzahl. Schaltet man dagegen in den Ankerstromkreis einen Widerstand (vergröfsert man R_a), so sinkt die Umlaufzahl. Beides ist ohne weiteres aus der vorstehenden Formel ersichtlich. Das Drehmoment

$$M_d = \frac{J \mathfrak{S}_a z_a}{9{,}81 . 2\pi} \frac{p}{a} \cdot 10^{-8} = \frac{J \mathfrak{S}_a z_a}{61{,}6} \frac{p}{a} \cdot 10^{-8} = 3{,}25 \cdot \frac{Jp}{2a} \mathfrak{S}_a z_a \cdot 10^{-10} \text{ mkg}$$

wächst mit der Stromstärke im Anker und der Kraftlinienzahl $\mathfrak{S}_a$. Beim Anlauf soll $\mathfrak{S}_a$ tunlichst grofs sein, damit J klein wird.

Bei **Hauptstrommotoren** ist $\mathfrak{S}_a = f(J)$, eine Funktion der Stromstärke, bei schwacher Belastung also klein. Unbelastete Hauptstrommotoren gehen daher durch, wenn sie an ein Netz mit unveränderlicher Spannung angeschlossen sind. Hauptstrommotoren besitzen grofse Anlaufkraft, da hier $M_d = \frac{z_a}{61{,}6} J f(J)$, also bei geringer Sättigung, wo $\mathfrak{S}_a \sim kJ$, $M_d \sim k' z_a J^2$. Sie sind deshalb und wegen der Abnahme der Umlaufzahl mit steigender Belastung sehr geeignet für Strafsenbahn- und Kranbetrieb.

Einzelkraftübertragung von einer Hauptstromdynamo auf einen Hauptstrommotor ist in manchen Fällen vorteilhaft (S. 867). Die Umlaufzahl des Motors bleibt hierbei unveränderlich.

c) Anlafsvorrichtungen. Ein Nebenschlufsmotor ist mit zuvor voll eingeschalteter Erregung durch allmähliches Ausschalten eines dem Anker zunächst vorgeschalteten Widerstandes R anzulassen. Beim Ausschalten ist erst der Anker, dann die Erregung auszuschalten. Zweckmäfsig werden Anlafswiderstand und Magnetschalter so verbunden, dafs Fehler in der Reihenfolge der Schaltung ausgeschlossen sind. Für grofse Nebenschlufsmotoren, die mit Last angehen sollen, werden Metallanlasser unverhältnismäfsig grofs, so dafs häufig zu Flüssigkeitswiderständen gegriffen wird. Bei Hauptstrommotoren genügen zum Anlassen mäfsig grofse Widerstände oder besondere Schaltungen der Magnetspulen (z. B. bei Strafsenbahnen).

Beim Einschalten entwickelt der zunächst stillstehende Motor keine elektromotorische Gegenkraft, und die Stromstärke kann ihren Höchstwert $J_{max} = \frac{e}{R_0}$ erreichen.*) $R_0 = R + R_a + R_d$ bei Hauptschlufs-, $R_0 = R + R_a$ bei Nebenschlufsmotoren. Hierdurch erhält der Motor ein Anlauf-Drehmoment, das bei Nebenschlufsmotoren im Verhältnis $J_{max} : J$, bei Hauptschlufsmotoren nicht ganz im Quadrat dieses Verhältnisses gröfser ist als das normale M_d. Dadurch wird die Reibung der Ruhe überwunden und der Anker (gegebenenfalls auch die angetriebene Welle und Last) beschleunigt. Die elektrom. Gegenkraft steigt auf den Wert E, und der Strom sinkt dabei auf $J_{min} = \frac{e - E}{R_0}$ ab. Dann ist Gleichgewicht vorhanden; durch Verminderung des Gesamtwiderstandes auf R_1 tritt ein neuer beschleunigender Stromstofs $J_1 = \frac{e - E_1}{R_1}$ usw. auf. Soll die Stromstärke beim Anlassen zwischen einem Höchst- und Mindestwert schwanken, so müssen die Anlasserstufen der geometrischen Reihe $R_1 = \alpha R_0$, $R_2 = \alpha^2 R_0$, $R_3 = \alpha^3 R_0$ genügen, worin $\alpha = J_{min} : J_{max}$ und R_1, R_2, R_3 . . . die Gesamtwiderstände bedeuten. Daraus ergibt sich die Konstruktion (Abb. 40) nach Görges.**)

Abb. 40.

Da $R_0 = \frac{e}{J_{max}} = R + R_a$,

mufs für m Stufen

$$R_a = \alpha^m \frac{e}{J_{max}}$$

oder $$\lg \alpha = \frac{1}{m} \lg \left(\frac{J_{max} R_a}{e} \right)$$

sein.

Daraus folgt α. $J_{max} R_a$ ist der durch den Strom J_{max} im Anker erzeugte Verlust, J_{max} wählt man etwa 1,5- bis 2mal J für mittlere Gröfsen. Ist der erste Stromstofs J_{max} zu grofs, so gibt man noch

*) soweit nicht durch (Selbst-)Induktion des Stromkreises (s. S. 847) gedämpft, wodurch unter besonderen Anlaufbedingungen bei geeigneter Schaltung selbst grofse Motoren ohne Anlasser angelassen werden können.

**) ETZ 1894 S. 644 ff.

ein paar Vorstufen bei. Aehnlich kann man auch bei Hauptstrommotoren rechnen, doch kann hier die Zahl der Stufen kleiner werden.

Metallwiderstände aus Drähten werden entweder schraubenförmig um Dorne von etwa 8- bis 9 mal dem Drahtdurchmesser gewickelt und dann länger ausgezogen, oder in Rillen von Porzellanzylindern gewickelt, oder in wärmeableitende und isolierende Stoffe (Oel, für kleinere Leistungen auch Email) gebettet. Zulässige Erwärmung bei Luftkühlung für Nebenschlufswiderstände 100°, für Drahtrollen 200°, auf Porzellan bis 300°, stark von der Dauer der Belastung und Güte der Lüftung abhängig. Baustoff: Nickelin, Neusilber oder ähnliche Legierungen mit hohem spezifischen Widerstand **c** (S. 843), für aushülfsweise Verwendung auch Eisen (wegen Rostens nicht dauerhaft). Strom bei Nickelin und Neusilber (12 bis 15) $d\sqrt{d}$, wenn d Drahtdurchmesser in mm. Bei Eisen etwa (20 bis 25) $d\sqrt{d}$. Für starke Ströme häufig Bänder aus Widerstandsblech von geringer Dicke (0,3 bis 0,5 mm), aushülfsweise Streifen aus 0,3 bis 0,5 mm dickem Eisenblech mit etwa 30 bis 50 A Belastung für 1 cm Breite, bei hohen Stromstärken für kurze Zeit nötigenfalls erheblich mehr mit künstlicher Kühlung durch Ventilator oder Druckluft. Auch zickzackförmige Gufseisenstreifen lassen sich gut für Anlasser verwenden und durch Bolzen mit passender Isolierung in Reihe oder parallel schalten. Flüssigkeitsanlasser bestehen aus Trögen mit Elektrolyt (meist Wasser mit Sodazusatz) und beweglichen Eisenplatten, für grofse Leistungen feststehende Platten, Bewegung und Regelung des Flüssigkeitsstandes durch eine Pumpe. Flüssigkeitsanlasser für Gleichstrom: Knallgasbildung beachten!

Belastungswiderstände zu Versuchen kann man aus Fässern mit eingehängten Eisenplatten herstellen. Da die Leitfähigkeit mit steigender Erwärmung zunimmt, mufs man für Nachstellbarkeit der Platten und Wasserzuflufs und -abflufs sorgen. Bei 500 V Gleichstrom genügt häufig reines Wasser ohne Salz- oder Sodazusatz. Bei höheren Spannungen etwa 2000 bis 3000 V Wechselstrom kann man stets reines Wasser verwenden, doch ist das ablaufende Wasser noch geladen (Vorsicht).

Bei **Wasserturbinenanlagen** kann man mit Holzstücken aneinander befestigte Eisenbleche (0,5 bis 1 mm dick) im Unterwassergraben für grofse Leistungen stundenlang verwenden, wenn sie dauernd gut unter Wasser bleiben (wegen Auftriebs beschweren); Stromdichte etwa 5 bis 10 qcm für 1 Amp, also etwa drei Platten von 30 × 30 cm in 10 bis 15 cm Abstand für 500 KW bei 3000 V Drehstrom ausreichend. In **Fässern** genügt zur Ueberführung von 1000 KW in Wärme etwa 1 cbm Wasser; erforderlich für 1000 KW

bei 30° Erwärmung etwa	8 l/sk	Zulauf bei	2,8		
„ 50° „ „	4,8	„ „ „	4,8		cm²/Amp einseitige
„ 70° „ „	3,4	„ „ „	8,2		Elektrodenfläche;
„ 90° „ „	2,7	„ „ „	16		

für andere Leistungen Zulauf proportional ändern. Elektrodenabstand etwa 8 cm für je 1000 V bei Wasser von 2000 Ω/cm³ spez. Widerstand. Unterhalb der Blasenentwicklung bleiben, da diese die Elektrodenfläche verkleinert; bei starker Gasentwicklung wird die Belastung unstät und die Elektroden können bis zum Schmelzen erwärmt werden (ungewollte Schweifsung nach Lagrange-Hoho, S. 844).

B. Ein- und mehrphasige Wechselstrommaschinen.

1. Bauart der ein- und mehrphasigen Wechselstrom erzeuger.

Bemessung der Antriebsleistung S. 852.

Niederspannungsmaschinen werden zuweilen wie Gleichstrommaschinen mit feststehendem Magnetgestell und sich drehendem Anker ausgeführt, bei einphasigem Wechselstrom mit zwei, bei Drehstrom mit drei Schleifringen für die Stromabnahme.

Hochspannungsmaschinen erhalten meist feststehende Anker und bewegtes Magnetsystem, um die Schleifringe für Hochspannung zu vermeiden, und weil die ruhende Wicklung für Hochspannung besser isoliert werden kann. Diese Bauart ist auch bei Niederspannung gebräuchlich. Das sich drehende, von Gleichstrom erregte Magnetsystem, Magnetrad oder Induktor, läuft in der Regel innerhalb der Armatur, **Innenpolmaschinen,** seltener umfafst das umlaufende Magnetrad die feststehende Armatur, **Aufsenpolmaschinen,** deren Bauart bei wagerechter Welle umständlich, aber gleichwohl wegen der Möglichkeit, grofse und wirksame Schwungmassen im Magnetrad unterzubringen (Gasmotoren), zuweilen ausgeführt wird.

Die Maschinen mit feststehender Armatur werden selten mit Gleichpolen (als sog. Induktionstype), meist mit Wechselpolen ausgeführt.

Bei **Gleichpolmaschinen** (Abb. 41) besteht das Magnetrad aus einem Magnetkern mit zwei Kränzen von Vorsprüngen aus zerteiltem Eisen (Polansätze) nud einer zwischen ihnen befindlichen ruhenden oder mitlaufenden, das ganze Rad umschlingenden Erregerspule E, so dafs auf der einen Seite nur Nordpole N, auf der anderen nur Südpole S sind (Abb. 41). Durch Polansatz und Lücke des sich drehenden Magnetrades wird das Eisen der Armatur immer in gleichem Sinne magnetisiert und nahezu entmagnetisiert, nicht ummagnetisiert, also nur halb ausgenutzt; die Maschinen erfordern viel Eisen, besitzen sehr erhebliche Streuungen und werden schwer und teuer. Kleine Gleichpolmaschinen werden der einfachen Induktorbauart und des geringen Erregerstromes wegen zuweilen noch ausgeführt.

Abb. 41.

Abb. 42.

Die **Wechselpolmaschinen** mit feststehender Armatur sind die gebräuchlichsten. Zuführung des Erregerstromes durch Schleifringe ist ohne erheblichen Nachteil. Abb. 42

stellt eine derartige Maschine mit Lüftschlitzen im Anker und aufgeschraubten Stahlpolen dar. Um einzelne Spulen zur Ausbesserung ausbauen zu können, wird entweder das ganze Gehäuse seitlich verschiebbar angeordnet, oder die Pole werden so am Rade befestigt, dafs sie seitlich herausgenommen werden können, so dafs die Wicklung freiliegt.

Weitere Einzelheiten S. 897 u. 899.

2. Wicklung der Wechselstrommaschinen.

a) Die **Anker** sind in der Regel Loch- oder Nutenanker und haben fast allgemein Trommelwicklung. Die einfachste Form einer Lochankerwicklung für einphasigen Wechselstrom ist aus Abb. 43 ersichtlich; hier kommt auf jede Spulenseite nur ein Loch. Besser ist es, für den Pol und die Phase zwei, drei oder vier Löcher anzuordnen, weil dann die Selbstinduktion und die Spannung der einzelnen Drähte eines Loches gegeneinander geringer, auch ein Brummen der Maschine weniger zu befürchten ist und die Gestalt der EMK-Kurve weniger von der Sinusform abweicht.

Abb. 43.

Abb. 44.

Die zur Verbindung der einzelnen Spulen dienenden „Schaltdrähte" sind hier (wie auch in den folgenden Abbildungen) im allgemeinen fortgelassen, nur für die dem mittleren Pol in Abb. 43 zunächstliegenden Spulen ist der Schaltdraht eingezeichnet.

b) Man unterscheidet Spulenwicklungen, umlaufende Wicklungen, unveränderte, veränderte und aufgeschnittene Gleichstromwicklungen und vielphasige Wicklungen.

Bei den **Spulenwicklungen**, die meist verwendet werden, sind die Windungen für 1 Pol (oder Polpaar) und Phase zu Spulen zusammengefafst.

Abb. 43 zeigt eine einphasige Zweilochwicklung mit sog. kurzen Spulen (mittlere Spulenlänge kleiner als die Polteilung). Die bei der gezeichneten Polstellung eintretenden Stromrichtungen sind durch Pfeile bezeichnet.

Auch für Drehstrom ist eine Wicklung mit kurzen, nicht übergreifenden Spulen möglich, indem die Länge der Spule auf $^2/_3$ der Teilung vermindert wird (Abb. 45). Man gibt jedoch wegen der grofsen Löcher, hohen Selbstinduktion und hohen Spannungsunterschiede zwischen den Drähten eines Loches der Wicklung mit übergreifenden Spulen den Vorzug. Abb. 44 stellt eine solche Drehstromwicklung mit gekröpften Spulen dar. Dieselbe ist nur der Deutlichkeit halber als Einlochwicklung ausgebildet, während praktisch auch hier zwei oder drei Löcher für den Pol und die Phase vorzuziehen sind. Die Spulen gleicher Phase sind in

Abb. 45.

der Abb. 46 mit gleichen Ziffern bezeichnet. Es ist also immer eine ebene Spule mit der übernächsten gekröpften zu verbinden, wie dies durch die Numerierung angedeutet ist. Die Polzahl ist für Drehstrom $= {}^2/_3$ der Spulenzahl.

Werden in derselben Abbildung alle ebenen Spulen und alle gekröpften Spulen je für sich zusammen geschaltet, so entsteht eine Zweiphasenmaschine, wenn noch aufserdem die Polzahl des Magnetrades $= {}^1/_2$ der Spulenzahl gemacht wird. In diesem Falle ist jedoch die Wicklung als eine Zweilochwicklung anzusehen.

Abb. 46 stellt eine einphasige Vierlochwicklung dar, wobei auf einer Polteilung τ acht Löcher oder Nuten angebracht, vier bewickelt sind. Der zweite Satz von je vier Löchern ergäbe eine elektrisch 90° verschobene Wicklung, also eine zweiphasige Vierlochwicklung. Verbindungsdrähte zur Reihenschaltung der Spulen sind weggelassen.

Abb. 46.

Abb. 47.

Abb. 47 stellt Einlochwicklungen für Drehstrom dar mit langen gekreuzten Spulen von gleicher Länge, die eine Teilung des Ankers gestatten, ohne Spulen wickeln zu müssen. Am gebräuchlichsten ist die Anordnung Abb. 44 mit Spulenköpfen in zwei Ebenen.

Umlaufende Wicklungen mit n Stäben für Pol und Phase machen in jeder Phase n Umläufe um den Anker; sie ähneln veränderten Serientrommeln und eignen sich für Stabwicklung und niedrige Spannung.

Unveränderte Gleichstromwicklungen für umlaufende Anker entsprechen der Ringschaltung bei Mehrphasenstrom und ergeben bei Abzweigung unter $\frac{2\pi}{3}$, $\frac{2\pi}{4}$, π elektrischen Graden nach 3, 3, 2 Schleifringen Drei-, Zwei-, Einphasenanker. Von der Wickelformel kann abgewichen werden, da hier Kommutationszwang entfällt (**veränderte Gleichstromwicklungen**).

Osanna hat gezeigt, dafs man aus gleichem Grunde die Wicklungen auch **aufschneiden** darf, dann erhält man bei Verbindung der Enden nach einem Sternpunkt und Anschlufs der anderen Enden an Schleifringe jeweils Sternschaltung. Diese Wicklungen werden wegen der erforderlichen Schleifringe nur für niedrige Spannung verwendet.

Bei Induktionsmotoren mit niedriger Spannung kommen Käfig- oder Kurzschlufsanker vor, die als vielphasige Anker anzusprechen sind.

c) **Ausführung der Wicklung.** Der Lochanker hat, wenn auf jeden Pol und jede Phase mehrere Löcher kommen, vor anderen Systemen den Vorteil eines nahezu sinusförmigen Verlaufes der Spannungskurve und geringen Geräusches, doch macht die Herstellung der Spulen Schwierigkeiten, wenn die verlangte Spannung mehr als eine Windung für ein Loch erfordert. Es müssen alsdann die Drähte mehrfach durch

die Löcher durchgezogen werden — das Nähen der Spulen —. Die Löcher werden vielfach auch aufgeschnitten, so dafs eine Art Zahnanker entsteht. In die Löcher werden isolierende Hülsen (Spulenkasten) geschoben, durch die die Drähte gezogen werden. Wenn auf jedes Loch nur eine Windung entfällt, so läfst sich die Wicklung als **Stabwicklung** ausführen; die geraden Stäbe werden, nachdem sie mit ihrer Isolierung in die Löcher eingeschoben sind, untereinander mit Gabeln verbunden und verlötet. Sehr grofse Maschinen lassen sich selbst für Hochspannung noch mit Stabwicklung ausführen. Soweit möglich, sollte die Ausführung mit Stabwicklung angestrebt werden. Wenn ohnehin die Herauftransformierung der Spannung in einer Zentrale beabsichtigt ist, kann für die Wahl der Primärspannung die Möglichkeit, die Wicklung der Generatoren noch als Stabwicklung ausführen zu können, bestimmend sein (S. 959). Anordnung bei Turbodynamos (vgl. S. 905).

Abb. 48 gibt Formen von Nuten; bei den geschlossenen Nuten (Löchern) mufs die Eisenbrücke dünn sein (1 mm oder darunter). Meist gebräuchlich halboffene und offene Nuten. Bekleidung für niedrigere Spannung mit Prefsspan, bei hohen mit Mikanit (Glimmer auf Papier oder Leinwand mit Schellack geklebt und bei hoher Temperatur in Formen geprefst).

Abb. 48.

Isolationsdicken bei Mikanit einschl. Sicherheitszuschlägen:

2000 bis 3000	4000	6000	10 000 V
2	2,5	3	4 mm.

Auch Oelleinwand, Papier mit Lacktränkung und ähnliche faserige Stoffe werden verwendet. Leiterisolation gegeneinander S. 877 bzw. nach der auftretenden Spannungsdifferenz. Siehe auch unter e.

d) **Aufbau des Feldes.** Bei langsam laufenden Maschinen mit vielen Polen Feld meist als Schwungrad ausgebildet. Pole aus Stahlgufs oder Flufseisen geschmiedet (rund), zuweilen aus Blechen aufgebaut. Polschuhe aufgeschraubt oder mit Schwalbenschwanz aufgesetzt. Bewicklung häufig Hochkantkupfer, das blank auf der Drehbank gewickelt und mit Halbscheiben aus Japanpapier isoliert ist. (Abb. 42. S. 895 u. Abb. 49.)

Abb. 49.

Blech rd. 1 mm

runder Kern

Umfangsgeschwindigkeit oft bis 25 m/sk, bei höheren Umlaufzahlen mehr; Fliehkraft mäfsig.

Bei Turbodynamos mit wesentlich höheren Umfangsgeschwindigkeiten besondere Konstruktionen (S. 904).

e) **Gebräuchliche Isolierstoffe.***) Mafsgebend Isolierfestigkeit bzw. Durchschlagspannung. Im Dynamobau werden verwendet:

1. **Feste Stoffe.** Porzellan für Isolatoren, Marmor oder Hartgummi als Träger für Klemmen usw., seltener Schiefer. Dann vor allem Glimmer (Mika) oder, wo dies wegen Kosten oder Formgebung unmöglich ist, Glimmerpräparate, wie Mikanit, Megohmit, Mikanit-Papier, -Leinen usw.

Holz nach sorgfältiger Trocknung in Luftleere und Tränkung mit Lacken als mechanisches Mittel für Nutenkeile, Abstützung in Transformatoren usw. — Fiber ist mechanisch gut, aber stark hygroskopisch.

2. **Faserstoffe.** Papier in allen Formen, Prefsspan, Leinwand nach Trocknung und Tränkung, Baumwolle zur Drahtbespinnung. Sie dienen hauptsächlich als Träger der Tränkungsstoffe, allein Prefsspan wird bei niedrigen Spannungen (bis 2000 V unter Umst.) trocken verwendet.

3. **Flüssige Stoffe.** Lacke in allen Sorten, farblos oder schwarz, häufig bei Temperaturen über 100^0 C zu trocknen, Oel (in Transformatoren) allein oder zur Tränkung.

Nach Baur nimmt die Durchschlagspannung V/δ für je 1 mm mit wachsender Dicke δ in mm ab: $V/\delta = C : \sqrt[3]{\delta}$. Beiwert C in Kilovolt für Glimmer 58, Mikanit oder Megohmit 36, Mikanitpapier oder -Leinen etwa 12, trockenen Prefsspan 12, Oel 5 bis 10, geöltes Papier 20 bis 30, gelackte Papiere 30 bis 60.

3. Berechnung der Wechselstrommaschinen.

a) Die **Polzahl** $2p$ einer ein- oder mehrphasigen Wechselstrommaschine ist

$$2p = \frac{120\nu}{n},$$

worin ν die Frequenz, Zahl der Perioden/sk, n die Umdrehungen/min bedeuten. Bei dem Gleichpoltyp liegen die Pole in zwei Ebenen, bei dem Wechselpoltyp in einer Ebene (S. 895). Uebliche Polzahl s. S. 959.

b) Die **mittlere EMK** einer Ankerwindung ist für alle Maschinen $M(e) = 4\,\mathfrak{S}\,\nu\,10^{-8}$, wenn $\mathfrak{S}$ die größte Aenderung der Kraftlinienzahl bedeutet. Für w in Reihe geschaltete Windungen ist die **effektive EMK** in V bei dem Wechselpoltyp nach Abb. 42 S. 895

$$E = 4\,K\nu w\,\mathfrak{S}_l 10^{-8},$$

bei dem selten vorkommenden Gleichpoltyp nach Abb. 43 S. 896 halb so grofs, worin $\mathfrak{S}_l = q_l\,\mathfrak{B}_l$ die Gesamtzahl der von einem Pol ausgehenden Kraftlinien ist, $K = f_B f_w$ ist der Spannungsfaktor, f_B der Formfaktor des Wechselfeldes, f_w der Wickelfaktor.

Der Formfaktor der Feldkurve $f_B = \dfrac{E}{M(e)}$, der für Sinusform

*) Nach den Normalien des V. d. E. (S. 865) § 26 sind einmalige Isolationsproben vorgeschrieben, bei warmer Maschine, 1 min lang, bei Betriebsspannung bis 40 V mit mindestens 500 V, von 40 bis 5000 V mit $2^1/_2$facher, jedoch mindestens 1000 V, bei 5000 bis 7500 V mit Ueberspannung von 7500 V, über 7500 V mit 2facher Spannung.

den Wert 1,11 besitzt (vgl. S. 850), hängt vornehmlich von dem Verhältnis $\frac{\text{Polbogen } \lambda}{\text{Polteilung } \tau} = \alpha$ ab.

Für Einlochwicklung und Spulen mit der Weite $y = \tau$ ist angenähert $f_B = \sqrt{\frac{1}{\alpha}}$. Gebräuchliche Werte von α und zugehörige f_B sind

$\alpha =$	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75
$f_B =$	1,41	1,35	1,29	1,24	1,20	1,15.

Meist liegt α zwischen 0,55 und 0,65, also f_B zwischen 1,35 und 1,25.

Für Einlochwicklungen ist $f_w = 1$, für Mehrlochwicklungen $f_w < 1$, da die einzelnen Drähte verschiedene Lage zum Felde haben. Bei q Löchern oder Nuten für den Pol und die Phase gilt folgende

Tafel für f_w.

$q =$	1	2	3	4	5	6	8	9	∞
Einphasenmstrom	1,000	0,707	0,666	0,653	0,647	0,643	0,641	0,640	0,637
Zweiphasen „	—	1,000	—	0,924	—	0,911	0,906	—	0,900
Drehstrom . . .	—	—	1,000	—	—	0,966	—	0,960	0,955

Wegen der Abnahme von f_w Spulen ziemlich schmal, so daſs bei einphasigen Maschinen auf dem Anker viel unbenutzter Platz bleibt, der für die anderen Phasen bei mehrphasigen Maschinen ausgenutzt wird, diese daher bei gleichen Abmessungen erheblich leistungsfähiger als einphasige.

Bei verkettetem Mehrphasenstrom ermittelt man die Sternspannung E_s aus der gegebenen Hauptspannung E_h (S. 856); dann gelten für jede Phase die gleichen Formeln wie oben.

c) Die **Klemmenspannung** von Wechselstrommaschinen wird bei gegebener Stärke der Felderregung verringert durch den Ohmschen Widerstand und die Wirbelströme, durch die Selbstinduktion der Ankerspulen und besonders bei induktiver Belastung durch die feldschwächende Rückwirkung des wattlosen Ankerstromes. Diese ist proportional sin φ, also bei kleinem cos φ oft sehr beträchtlich, und es ist Aufgabe des Konstrukteurs, sie in Fällen, in denen es auf möglichst gleichbleibende Spannung ankommt, wie bei Beleuchtungsanlagen mit gleichzeitiger Motorenbelastung, klein zu halten. Sehr deutlich zeigt das von Kapp angegebene Diagramm (Abb. 50) für eine bestimmte Stromstärke den Spannungsabfall bei verschiedener Phasenverschiebung. OA ist die bei Leerlauf auftretende Klemmenspannung. Man trägt OC = der feldschwächenden Rückwirkung des Ankerstromes bei $\varphi = 90°$ (Kurzschluſs) ab (s. u. d), macht DC winkelrecht zu OC gleich dem Spannungsverlust durch Ohmschen Widerstand und Wirbelströme (s. unter d), schlägt alsdann um D mit OA einen Kreis, so ist

Abb. 50.

FG für einen beliebigen Winkel φ der Spannungsabfall und OF die bei unverändert gehaltener Erregung auftretende Klemmenspannung.

OC in Abb. 50 entspricht der Strecke BF in Abb. 51 und kann rechnerisch ermittelt werden ($OC = J_x + E_q \cos\psi$, s. unter d).

Tritt bei einer im Betrieb befindlichen Wechselstrommaschine Kurzschlufs ein, so steigt die Stromstärke infolge der Selbstinduktion und Ankerrückwirkung nicht ins Ungemessene. Kurzschlüsse sind bei Wechselstrom für die Generatoren weniger gefährlich als bei Gleichstrom. Wechselstromgeneratoren für Anlagen, in denen Kurzschlüsse öfters zu befürchten sind (Karbidöfen), werden auch wohl absichtlich mit grofsem Spannungsabfall gebaut.

d) Zur **genauen Berechnung** verfährt man folgendermafsen: Man zeichnet das Vektordiagramm der Spannungen (Abb. 51), OJ ist der Strom, OA die Klemmenspannung E_k, nach S. 899 für Wechselpoltypen

$$E_k = 4 f_B f_w \nu w \mathfrak{S}_a 10^{-8}.$$

Abb. 51.

Mit q Nuten f. d. Pol und Phase, s Stäben oder Leitern f. d. Nut (S. 899), p Polpaaren, ist dann $w = pqs$.

Lege an $\overline{OA}$ in Richtung von J den effektiven Spannungsverlust $\overline{AB} = Jr = J(r_a + r_w)$, an B senkrecht zu J und voreilend $\overline{BC} = Jx$ den Reaktanzverlust. Der Armaturwiderstand r_a läfst sich unmittelbar mit Gleichstrom messen. Jr_w umfafst den Spannungsverlust durch Wirbelströme in massiven Teilen des Feldes und Ankers und in den Ankerleitern.

Bei Einphasenmaschinen ist $r_w \sim (1{,}5$ bis $2{,}5)\, r_a$
„ Mehrphasen „ $\sim (1{,}3$ „ $2{,}0)\, r_a$.

$r = r_a + r_w$ läfst sich aus dem Unterschied des Leistungsverbrauches in Watt der unerregten leerlaufenden Maschine $\mathfrak{E}_2$ und der kurzgeschlossenen Maschine $\mathfrak{E}_1$ berechnen. Liefert sie im Kurzschlufs den Strom J_1 in A, dann ist $r = r_a + r_w = (\mathfrak{E}_1 - \mathfrak{E}_2) : J_1$ in Ω.

Die Reaktanz $x = L\omega$ (vgl. S. 851) kann aus den Abmessungen der Nuten und Wickelköpfe berechnet werden. Sie ist mit grofser Annäherung wie folgt zu schätzen: Für jedes cm Ankerlänge und jeden Amperedraht ($sJ = 1$) des Ankerstromes treten λ_x Streulinien um eine Nut auf. Das gesamte Streufeld $\mathfrak{S}_x$ um jede Nut ist somit bei l cm Ankerlänge und s Stäben f. d. Nut $\mathfrak{S}_x = \lambda_x l s$, und der Induktionskoeffizient oder das Feld für die absolute Stromeinheit (10 A) wird $L = 20\, w\, \mathfrak{S}_x = 2\, \lambda_x l s^2 p q\, 10^{-8}$ Henry, da die Zahl der Leiter/Phase (Stäbe/Phase) $= 2\, w = 2\, pqs$. Also

$$x = L\omega = 4\, \pi \nu \lambda_x l p q s^2\, 10^{-8} \text{ Ohm}$$

und

$$Jx = 2\, \pi v\, \overline{AS}\, \frac{lw}{mq} \lambda_x\, 10^{-6} \text{ Volt, da } \nu = \frac{np}{60} \text{ die Frequenz, } \overline{AS} = \frac{2\, m J w}{\pi D}$$

die Amperestäbe auf 1 cm Umfang und $\frac{\pi D n}{6000} = v$ die Umfangs-

geschwindigkeit in m/sk ist. λ_x liegt zwischen 4 und 8, im Mittel etwa 6. Jx beträgt zwischen 5 und 10 % der Phasenspannung E_s.

Berechne nun punktweise die Leerlaufcharakteristik in ähnlicher Weise, wie für Gleichstrommaschinen auf S. 881 u. 882 angegeben.

Kraftlinien	Querschnitte	Induktionen	Amperewindungen
Anker $\mathfrak{S}_a$	q_a	$\mathfrak{B}_a = \mathfrak{S}_a/q_a$	$AW_a = \mathfrak{H}_a' l_a$
Zähne $\mathfrak{S}_z$	q_z	$\mathfrak{B}_z = \mathfrak{S}_z/q_z$	$AW_z = \mathfrak{H}_z' l_z$
Luftspalt $\mathfrak{S}_l$	q_l	$\mathfrak{B}_l = \mathfrak{S}_l/q_l$	$AW_l = 1{,}6\,\mathfrak{B}_l\,\delta$
Magnete $\mathfrak{S}_m = \sigma\,\mathfrak{S}_a$	q_m	$\mathfrak{B}_m = \mathfrak{S}_m/q_m$	$AW_m = \mathfrak{H}_m' l_m$
Joch $\mathfrak{S}_j = \sigma\,\mathfrak{S}_a$	q_j	$\mathfrak{B}_j = \mathfrak{S}_j/q_j$	$AW_j = \mathfrak{H}_j' l_j$

Die Summe $AW_a + AW_z + AW_l + AW_m + AW_j$ gibt die gesamten AW_0 bei Leerlauf. Die Induktionen sind mit Rücksicht auf Hysteresis- und Wirbelstromverluste je nach der Periodenzahl ν zu wählen, für $\nu = 50$ etwa $\mathfrak{B}_a = 5000$ bis 7000; $\mathfrak{B}_z = 12\,000$ bis 16 000; $\mathfrak{B}_m = 14\,000$ bis 16 000 für Stahlgufs oder Bleche, $\mathfrak{B}_l = 5000$ bis 8000. $\mathfrak{B}_j$ ist meistens aus baulichen Gründen klein, AW_j oft zu vernachlässigen.

Die EMK bei Belastung mit dem Strom J ist $\overline{OC} = E_a = E_k + Jr\cos\varphi + Jx\sin\varphi$. Zu ihrer Erzeugung ist jedoch eine angenommene Spannnung $\overline{OE}$ nötig, die ihr und der von den Querwindungen AW_q erzeugten Spannung $E_q = \overline{CD}$ und der von den Gegenwindungen AW_g erzeugten Gegenspannung $E_g = \overline{ED}$ das Gleichgewicht hält. Nun sind die Querwindungen des Ankers

$$AW_q = k_q\, f_w\, m\, J\, s\, q\, \cos\psi,$$

die Gegenwindungen des Ankers

$$AW_g = k_g\, f_w\, m\, J\, s\, q\, \sin\psi,$$

wobei ψ der Winkel JOD (Abb. 51), f_w der Wickelfaktor ist.

Für verschiedene Verhältnisse $\alpha = \frac{\lambda}{\tau} = \frac{\text{Polbogen}}{\text{Teilung}}$ ist

$\alpha =$	0,75	0,70	0,65	0,55
$k_q =$	0,395	0,354	0,314	0,247
$k_g =$	0,625	0,619	0,606	0,570

Aus Abb. 51 liest man ab

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{E_k \sin\varphi + Jx + E_q/\cos\psi}{E_k\cos\varphi + Jr}.$$

Aus der Gleichung für AW_q (s. o.) ist $AW_q/\cos\psi$ bestimmt, und aus der berechneten Leerlaufcharakteristik OQT (Abb. 52) ist aus der Beziehung zwischen AW_q und E_q dann $E_q/\cos\psi$ zu ermitteln.

Damit ergibt sich für angenommenes φ der genaue Wert ψ, daraus AW_q und E_q. Berechne

$$E_a = E_k + Jr \cos\varphi + Jx \sin\varphi,$$

wie oben angegeben, und füge zu den $AW\ \overline{OP}$ für $E_a = \overline{PQ}$ in Abb. 52 noch $AW_g = \overline{QS}$; dann stellt $\overline{ST}$ die Spannung E_g dar.

Abb. 52.

$\overline{UT}$ ist die bei Abschaltung der Last J auftretende Leerlaufspannung, $\overline{OU}$ die dafür erforderliche Erregung der Magnete in AW. Die Spannungsänderung nach den Normen des V. d. E.*) ist in Prozent

$$100 \cdot \frac{Jr \cos\varphi + Jx \sin\varphi + E_g}{E_k}.$$

Sie beträgt bei guten Maschinen für Licht- und Kraftbetrieb:

für induktionsfreie Last ($\cos\varphi = 1$) etwa 6 bis 8 %,
für induktive Last ($\cos\varphi = 0{,}8$) etwa 15 bis 20 %.

e) Zur **ersten Ermittlung der Hauptabmessungen** verfährt man wie bei Gleichstrommaschinen. Die scheinbare Leistung in Kilovoltampere ist (Bedeutung von K, α, B_l, $\overline{AS}$, l, v, S. 875, 899, 902).

$$KVA = C\left(\frac{D}{100}\right)^2 l \frac{n}{100}, \text{ wobei } C = \frac{K\alpha}{6} \frac{B_l}{1000} \frac{AS}{100}.$$

C liegt je nach Gröfse der Maschinen und Art des Entwurfes zwischen 1 und 2 bis 2,5. $\overline{AS}$ nehme man 120 bis 250. Häufig ist D mit Rücksicht auf die Verwendung als Schwungrad annähernd bekannt; die Geschwindigkeit sei v = 15 bis 25 m/sk, bei unmittelbarer Kupplung mit Wasserturbinen zuweilen erheblich höher, bei Dampfturbinen s. u. 4., unten. Die Wahl der Lochzahl für Pol und Phase wird durch Wickelfaktor f_w und Feldform f_B bestimmt; aufserdem Stromvolumen für 1 Nut sJ ungefähr 500 bis 800. Stromdichte 2,5 bis 4 A/qmm im Anker, 1,2 bis 1,6 A/qmm auf den Magneten (bei blankem Magnetkupfer und guter Kühlung mehr). Werte für die Induktionen S. 902 u. d. Uebliche Umdrehungs- und Polzahlen und Spannungen nach den Normalien des V. d. E., (S. 959).

f) **Erwärmung:** Zulässige Grenzen nach den Normalien des V. d. E. (S. 865).

Die Berechnung der einzelnen Verluste erfolgt in ganz entsprechender Weise wie bei Gleichstrommaschinen, (S. 878 u. 883). Für

*) Nach den Normalien des V. d. E. (S. 865) § 45 ist unter Spannungsänderung die Aenderung der Spannung zu verstehen, welche eintritt, wenn ohne Aenderung der Umlaufzahl und Erregung der auf dem Leistungsschild angegebene Ankerstrom bei normaler Klemmenspannung abgeschaltet wird. Nach § 48 ist die Spannungsänderung für Maschinen mit induktiver Belastung ohne Nennung des Leistungsfaktors für $\cos\varphi = 0{,}8$ anzugeben.

die Ermittlung der Uebertemperaturen dient $\Theta = \frac{C \cdot \mathfrak{E}_v}{O(1 + 0{,}1\,v)}$, wobei gesetzt werden kann:

$C = 200$ bis 250 für stillstehende Anker,
$= 600$ bis 800 für dickere umlaufende Feldspulen,
$= 350$ bis 600 für gut belüftete dünnere,
$= 300$ bis 400 für solche mit Flachkupferwicklung,

und v die Umfangsgeschwindigkeit im m/sk, O die kühlende Oberfläche in qcm (bei Luftschlitzen nur eine Seitenfläche zu rechnen) ist.

Bei schnellaufenden Maschinen, Turbogeneratoren, ist für geeignete Luftführung durch Gehäuse und Leitwände und für ausreichende Luftmengen unter Umständen durch Einbau von Ventilatorrädern zu sorgen (künstliche Kühlung; als Anhalt kann dienen: für 1 kW Verluste etwa 2 bis 3 cbm/min).

4. Turbodynamos.

a) Der **Aufbau des Feldes** bietet mechanische und konstruktive Schwierigkeiten infolge der grofsen Umfangsgeschwindigkeit von

Abb. 53. Abb. 54. Abb. 55. Abb. 56. Abb. 57.

60 bis 80, selbst bis 120 m/sk. Das Feld wird meist aus massivem Gußstahlzylinder durch Einfräsen von Nuten gebildet (Abb. 53, 54, 55 u. 56; in Abb. 56 Feldwicklung nach Art einer Gleichstromankerwicklung, wobei AW nur etwa 60% von Strom × Windungszahl ist) oder durch hydraulisch in Blechpakete eingeprefste keilförmige Stücke (Abb. 57), wobei Nutenwände mechanisch stark beansprucht sind, oder auch ausgeprägte Pole besonderer Konstruktion (z. B. Abb. 58), wobei die Wicklung gegen Ausbauchen zu schützen ist. Bei Abb. 55 bis 57 sind die Spulenköpfe durch Bandagen oder Bronzekappen (Manganbronze, Deltametall, auch wohl Stahl, magnetischer Nebenschlufs zwischen den Polen) zu sichern. Durch den beschränkten Wickelraum und Schutz der Wicklung gegen Fliehkraft wird die Lüftung der sich erwärmenden Erregerwicklung schwierig, besondere Ventilatorräder und Lüftkanäle vorzusehen (z. B. Abb. 58). Ankerdurchmesser D klein, Ankerlänge l grofs; spezifische Belastung $AS = 100$ bis 180, Luftinduktion $B_l = 5000$ bis 8000, Luftspalt $\delta = 8$ bis 20 mm. Polzahl wegen hoher Umlaufzahl klein,

bei $\nu = 50$, Zahl der Polpaare	$p =$	1	2	3	4
	für $n =$	3000	1500	1000	750/min,
$\nu = 25$, Zahl der Polpaare	$p =$	1	2	3	
	für $n =$	1500	750	500/min.	

Wegen kleiner Polzahl (gewöhnlich $2p = 1$, 2, 4, selten 6) hohe

Kraftlinienzahl $\mathfrak{S}$, hohe Feld-AW/Pol (4000 bis 10000), was Unterbringung der Wicklungen erschwert.

Wicklung des Feldes meist aus Hochkantkupfer; wenn, so mit harter Kompoundmasse getränkt, Isolation möglichst dünn, aber zäh, wegen beschränkten Wickelraumes und großer Beanspruchung durch Fliehkräfte. Nachrechnung aller Teile in bezug auf diese, auch der Nutenkeile (aus Metall), der Zahnstege, Schwalbenschwänze usw. In den Bronzekappen und Wicklungsträgern Nuten für Ausgleichgewichte zum Auswuchten vorsehen.

Abb. 58.

b) **Kritische Umlaufzahl.** Durch Resonanz zwischen eigener und erzwungener Schwingungszahl kann Bruch von Wellen entstehen. Dreht sich eine Scheibe von der Masse m mit der Winkelgeschwindigkeit ω und der Exzentrizität e gegen die Drehachse, so muß der hierdurch entstehenden Fliehkraft $F = m(y+e)\omega^2$ das Gleichgewicht gehalten werden durch die federnde Biegung der Welle, die proportional ist der Durchbiegung y. Also $m(y+e)\omega^2 = cy$ oder $y = \dfrac{me\omega^2}{c - m\omega^2}$ woraus Resonanz bei $\omega_k = \sqrt{\dfrac{c}{m}}$. Man bleibt bei normalem Betrieb etwa 50 % unter ω_k, außer bei Lavalturbinen, wo man etwa 50 % über ω_k geht. Auswuchten statisch und dynamisch nötig.

c) **Aufbau des Ankers.** Da dieser stillsteht, erfolgt Aufbau ziemlich normal; nur zahlreiche Lüftschlitze, Gehäuse oben offen, schornsteinartig ausgebildet, Kühlung mit durchgeblasener Luft, letztere durch Filter von Staub zu reinigen (durch achsial verlaufende Kanäle im Blechpaket neben den radialen Schlitzen in mancherlei Form wird ausgibige Kühlung erstrebt).

Wicklung normal, jedoch auf kleinerem Durchmesser unterzubringen. Deshalb mechanischer Schutz nötig, um den bei Kurzschluß auftretenden Kräften zu widerstehen (Abb. 59 u. 60).

d) **Schleifringe** geben leicht durch Unrundlaufen und Fressen der Bürsten Störungen, deshalb sorgfältige Ausführung und gute zentrische Befestigung erforderlich; Ringe meist aus Rotguß (Manganbronze) auf Unterlage von Glimmer warm aufgezogen oder verschraubt. Weiche Bürsten aus Metall, Kohle oder beiden zusammen, mehrere Bürsten und Halter für jeden Ring.

e) **Erregung** vielfach durch besondere Erregermaschine, unmittelbar gekuppelt oder fliegend auf die Welle gebaut; annähernd normale, kleine Gleichstrommaschinen von etwa 2 bis 3 % der Leistung des Generators.

Abb. 59.

Abb. 60.

Schnitt a-b

a

b

Turbodynamos im Vergleich zu langsam laufenden Maschinen kleiner, aber aus besseren, teureren Baustoffen, sorgfältiger zu bearbeiten und zu lüften. Keine Schwierigkeiten bei Parallelbetrieb, wenn gut ausgewuchtet, wegen Entfalls der Pendelkräfte.

5. Mechanische Anforderungen beim Parallelbetrieb von Wechselstrommaschinen.*) (S. 940 ff.)

Abb. 61.

Wenn die Magnete einer $2p$ poligen Wechselstrommaschine einen räumlichen Winkel von $360:p$ Graden zurücklegen, so durchläuft die EMK eine volle Periode oder 360 elektrische Grade. Die Feldmagnete zweier gleicher Maschinen I und II müssen vollkommen übereinstimmende Lage einnehmen, solange ihre EMK gleiche Phase besitzen. OM (Abb. 61) sei die Klemmenspannung oder die EMK E_k bei Nullast.

Wird der Maschine I eine Voreilung erteilt, so dafs ihre EMK E_1 in die Lage OM_1 kommt, während gleichzeitig II verzögert wird, dann mufs der EMK-Vektor E_2 von II zurückbleiben und abnehmen auf OM_2. Sind nun beide Maschinen parallel geschaltet, dann gleichen sich die EMK durch einen Ausgleichstrom J aus, der durch die geometrische Differenz M_1M_2 erzeugt wird und wegen der Selbstinduktion grofse Verschiebung gegen sie haben mufs. Da $AM_1 = Jr$, der Spannungsverlust im Ankerwiderstand r, klein gegen den Reaktanzverlust $AM = Jx$ (S. 901), ist der Strom J fast wattlos in bezug auf die Ausgleichspannung M_1M_2, und bei kleinem $\sphericalangle M_1OM_2 = \alpha$ nahezu in Phase mit OM_1. Die voreilende Maschine I wird dadurch als Dynamo belastet und verzögert, Maschine II empfängt Motorstrom und wird beschleunigt. OM_1 und OM_2 schwingen also einander zu, überschreiten den Mittelstand OM und gehen aneinander vorbei, so dafs Maschine I nunmehr verzögert, II beschleunigt ist. Das Spiel wiederholt sich nun in umgekehrter Folge, bis nach einigen stark gedämpften Schwingungen der Mittelstand OM wieder erreicht wird. Er entspricht der Leistung Null. Für eine mittlere Leistung $\mathfrak{E}_1 = mEJ_1\cos\varphi$, worin m die Phasenzahl, J_1 den normalen Strom bei voller Belastung bedeutet, ist also stets eine Voreilung um einen gewissen Winkel α_1 gegen OM erforderlich. Die geometrischen Orte aller Punkte gleicher Leistung sind Gerade, senkrecht M_1M_2 (Görges). Die Linie durch M entspricht der Leistung Null, rechts davon liegt die Leistung als synchroner Motor (S. 912), links davon die Leistung als synchrone Dynamo. Nimmt man in Abb. 61 $\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{\alpha}{2}$, angenähert $E_1 = E_2 = E$, dann ist die Ausgleichspannung $M_1M_2 = 2E\sin\frac{\alpha}{2}$ und der Ausgleichstrom

*) Vgl. E. Rosenberg, Z. d. V. d. I. 1904 S. 793; ETZ 1902 S. 425; 1903 S. 857. W. Sarfert, Mitt. Forschungsarb., Heft 61. H. Görges, ETZ 1900 S. 189; 1903 S. 561.

$$\frac{M_1 M_2}{2\,\mathfrak{R}} = \frac{E}{\mathfrak{R}} \sin\frac{\alpha}{2} \sim J_0 \sin\frac{\alpha}{2}$$

angenähert proportional dem Kurzschlufsstrom J_0 für die Erregung zur Erzeugung von E_k bei Leerlauf. Dieser Ausgleichstrom schliefst mit E_1 und E_2 nahezu gleiche Winkel $\frac{\alpha}{2}$ ein, und seine augenblickliche (synchronisierende) Leistung ist bei m Phasen angenähert

$$\mathfrak{E}' \sim m E J_0 \sin\frac{\alpha}{2} \cos\frac{\alpha}{2} \sim m \frac{E J_0}{2} \sin\alpha.$$

Diese Beziehung ist nur angenähert richtig. Besser ist es, nach Görges und Sarfert zu setzen, wenn D die „Direktionskonstante" bedeutet,

$$\mathfrak{E}' = D \sin\frac{\alpha}{2}.$$

Betrachtet man der Einfachheit halber den einen Vektor OM_2 als fest und nur den anderen als schwingend, so entspricht dies dem Anschlufs einer Maschine an ein unendlich starkes Netz. Die synchronisierende Leistung ist dann doppelt so grofs, nämlich genau $\mathfrak{E} = D\sin\alpha$, angenähert

$$\mathfrak{E} \sim m E J_0 \sin\alpha \sim j m E J_1 \cos\varphi \sin\alpha = j\,\mathfrak{E}_1 \sin\alpha,$$

wenn $j = \frac{J_0}{J_1\cos\varphi}$ das Verhältnis des Kurzschlufsstromes zum normalen Wattstrom, $\mathfrak{E}_1$ die Leistung der Maschine bedeutet. Die beiden Formeln wären gleichbedeutend, wenn die Beziehung

$$\sin\alpha_1 = \frac{AM}{OA} = \frac{E_s}{E_a} = \frac{J_1\cos\varphi}{J_0} = \frac{1}{j}$$

bestünde, was jedoch nicht zutrifft. Es ist vielmehr $\frac{E_a}{E_s} = k \gtrless j$. E_a bedeutet hierin die bei Leerlauf der nicht parallel geschalteten Maschinen auftretende Spannung OC (Abb. 51 S. 901) bzw. PQ (Abb. 52 S. 903), E_s den Abfall für den Wattstrom infolge Reaktanz BC und Armaturrückwirkung CE, also BE (Abb. 51 S. 901).

Da die Drehmomente M_d den Leistungen proportional sind und man statt des Sinus den Bogen setzen kann, was bei der Gröfse der vorkommenden Winkel noch zulässig, so wird

$$M_{syn} = k M_1 \alpha, \text{ wenn } k = \frac{E_a}{E_s},$$

wobei α, die Voreilung oder der Pendelweg in elektrischem Bogenmafs, sich auf verschiedene Weise ausdrücken läfst.

Die gröfste Pendelgeschwindigkeit v_0 ergibt sich aus dem Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta_s = \frac{V_{max} - V_{min}}{V} = \frac{(V + v_0) - (V - v_0)}{V} = \frac{2 v_0}{V},$$

also
$$v_0 = \frac{\delta_s V}{2}.$$

v_0 tritt in dem Augenblick auf, wo das Tangentialdruckdiagramm die gröfste Verzögerung ergibt; dann eilt die Maschine dem Netz am

weitesten voraus. Wenn das Tangentialdruckdiagramm die gröfsten Beschleunigungen gibt, ist die Maschine am weitesten zurückgeblieben. Treten im nach dem Sinusgesetz verlaufenden (und hinreichend genau bei dem wirklichen) Tangentialdiagramm*) μ Antriebzyklen (Impulse) für eine Umdrehung auf ($\mu = 2, 1, 1/2 \ldots$), und ist t die Dauer eines Antriebzyklus, so ist die Gröfse des Pendelwegs s, räumlich gemessen, gleich der mittleren Geschwindigkeit $\frac{2}{\pi} v_0$ mal der Zeit $\frac{t}{4}$, während deren Beschleunigung stattfindet, also $s = \frac{2}{\pi} v_0 \frac{t}{4}$, und in elektrischem Bogenmafs p mal, in Graden 57,3 mal so grofs. Es ist also $\alpha = p s = p v_0 \frac{t}{2\pi} = \frac{p \delta_s}{2} \left(\frac{tV}{2\pi}\right) = \frac{p \delta_s}{2\mu}$ im Bogenmafs, da tV der Weg während eines Antriebzyklus $= 2\pi/\mu$.

Die Amplitude der Pendelgeschwindigkeit v_0 läfst sich auch aus dem ursprünglichen Pendelmoment (PR) finden: $v_0 = \frac{(PR)}{\Sigma m r^2} \frac{t}{2\pi}$.

Dann wird $$M_{syn} = k M_1 \alpha = k M_1 p \frac{(PR)}{\Sigma m r^2} \frac{t^2}{4\pi^2} \text{ und}$$
$$q = \frac{M_{syn}}{PR} = k M_1 p \frac{1}{\Sigma m r^2} \frac{t^2}{4\pi^2}.$$

Hierin ist

q das **Reaktionsverhältnis** oder der Quotient aus synchronisierendem und ursprünglichem Pendelmoment;

P die der mittleren Tangentialkraft überlagerte Pendelkraft,

R ihr Hebelarm;

$\Sigma m r^2 =$ Trägheitsmoment der umlaufenden Teile $= \frac{(GD^2)}{4g}$, wo $g = 9{,}81$ m/sk² und (GD^2) in kgm² das Schwungmoment.

Setzt man an Stelle des normalen Drehmoments M_1 die Nutzleistung N_e der Antriebsmaschine in PS$_e$ bei n Uml./min

$$\frac{2\pi n}{60} M_1 = 75 \eta N_e \quad \text{oder} \quad M_1 = \eta \frac{4500 N_e}{2\pi n},$$

so folgt $$q = 710 k \eta p \frac{t^2}{n} \left(\frac{N_e}{(GD^2)}\right).$$

Nimmt man $\eta = 0{,}94$, $k = 3{,}75$, $t = \frac{60}{n}$ (d. h. $\mu = 1$, Dauer des Antriebzyklus gleich der Umdrehungsdauer), $p = \frac{60\nu}{n} = \frac{3000}{n}$ für Frequenz $\nu = 50$, so folgt $q = 27 \cdot 10^9 \frac{N_e}{n^4 (GD^2)}$ für die Hauptschwingung mit einer Periode für eine Umdrehung.

*) Das Tangentialdruckdiagramm müfste genau in eine Fouriersche Reihe aufgelöst werden; praktisch genügt es, nur die Grundschwingung anzunehmen.

Da das Tangentialdruckdiagramm einer Umdrehung niemals genau in 2, 4 oder 6 gleiche Teile geteilt, sondern für Hin- und Rückgang verschieden, müssen die Reaktionsverhältnisse nicht nur für die Hauptschwingung, sondern auch für die darübergelagerten Nebenschwingungen von der Dauer einer halben, vollen, doppelten Umdrehung untersucht werden. q *mufs stets kleiner als 1 bleiben.* Durch die Rückwirkung der Dynamomaschine wird die schliefslich *resultierende Pendelkraft* gegenüber der ursprünglichen vergröfsert im Verhältnis

$$\zeta = \frac{1}{1-q}\text{; also für } q = \frac{1}{10},\ \frac{1}{4},\ \frac{1}{3},\ \frac{1}{2},\ 1$$

wird der Vergröfserungsfaktor*) $\zeta = \frac{10}{9},\ \frac{4}{3},\ \frac{3}{2},\ 2,\ \infty.$

Kritische Werte treten auf, wenn für $\mu = 1$, 2 oder $^1/_2$ (d. h. Schwingungen von der Dauer einer ganzen, halben oder doppelten Umdrehung) q nahe an 1 kommt. Dann tritt angenähert Resonanz zwischen Eigenschwingungszahl der Dynamomaschine und Schwingungen der Antriebsmaschine (Görges) oder sehr hoher Vergröfserungsfaktor (Rosenberg) auf. Allgemein ist

$$\frac{GD^2_{\text{krit}}}{N_e} = 710\, k\, \eta\, p\, \frac{t^2}{n};$$

für $k = 3{,}75$, $\eta = 0{,}94$, Frequenz $\nu = 50$, $\mu = 1$ folgt bei

Uml./min $n =$	300	250	214	188	166	150	125	107	94	83	75
Polpaare $p =$	10	12	14	16	18	20	24	28	32	36	40
$\left(\frac{GD^2_{\text{krit}}}{N_e}\right) =$	3,33	6,92	12,8	21,6	35,5	53,2	111	206	344	568	852

Für $\mu = 2$ wird $\frac{GD^2_{\text{krit}}}{N_e}$ ein viertel-, $\mu = {}^1/_2$ viermal so grofs wie für $\mu = 1$.

Mafsgebend ist also *nicht der Ungleichförmigkeitsgrad* δ_s, sondern das Schwungmoment (GD^2). Zwischen beiden besteht näherungsweise die Beziehung $(GD^2) = \frac{C}{\delta_s} \cdot \frac{N_e}{n^3}$, so dafs der kritische Ungleichförmigkeitsgrad $\delta_{s\,\text{krit}} = \frac{C}{710\, k\, \eta\, p\, t^2 n^2}$ und für $\nu = 50$, $k = 3{,}75$, $\eta = 0{,}94$ $\mu = 1$, $\delta_{s\,\text{krit}} = \frac{C}{9 \cdot 10^6 p}$ wird. Für Schwingungen von der Dauer einer halben bzw. doppelten Umdrehung, $\mu = 2$ bzw. $^1/_2$, wird $\delta_{s\,\text{krit}}$ 4- bzw. $^1/_4$ mal so grofs.

Die Unveränderliche C ist**)

für einkurblige Maschinen (Einzylinder und Tandem) $C = 2{,}5 \cdot 10^6$
„ Verbundmaschinen mit versetzten Kurbeln . . $= 0{,}9$ bis $1{,}5 \cdot 10^6$
„ Dreikurbelmaschinen, mit drei um 120° versetzten Kurbeln . . . . $= 0{,}5 \cdot 10^6$

---

*) E. Rosenberg, Z. d. V. d. I. 1904, S. 793.
**) Güldner, Z. d. V. d. I. 1901 und Rosenberg, Z. d. V. d. I. 1904.

für zweizylindrige Eintaktmotoren, 90^0 versetzte Kurbeln . . . . $= 1{,}8 \, . \, 10^6$
„ zweizylindrige Zweitakt- und vierzylindrige Viertaktmotoren (180^0 versetzt) . . . . $= 4 \, . \, 10^6$
„ einzylindrige Eintaktmotoren . . . . $= 6 \, . \, 10^6$
„ „ Zweitakt- und zweizylindrige Viertaktmotoren (360^0 versetzt) . . $= 18 \, . \, 10^6$
„ „ Viertaktmotoren . . . . $= 45 \, . \, 10^6$

Tafel für $\delta_{x\,\mathrm{krit}}$

bei $\nu = 50$, $k = 3{,}75$, $\eta = 0{,}94$,
und $\mu = {}^1/_2$ ... $\mu = 1$ ... $\mu = 2$

Art der Maschine	C	$\mu = {}^1/_2$: $p = 12$, $n = 250$	20 / 150	28 / 107	36 / 83	$\mu = 1$: $p = 12$, $n = 250$	20 / 150	28 / 107	36 / 83	$\mu = 2$: $p = 12$, $n = 250$	20 / 150	28 / 107	36 / 83
Einzyl. Viertakt . .	$45 \, . \, 10^6$	$^1/_{10}$	$^1/_{16}$	$^1/_{22}$	$^1/_{29}$	—	—	—	—	—	—	—	—
Zweizyl. „ . .	$18 \, . \, 10^6$	$^1/_{24}$	$^1/_{40}$	$^1/_{56}$	$^1/_{73}$	$^1/_6$	$^1/_{10}$	$^1/_{14}$	$^1/_{18}$	—	—	—	—
Vierzyl. „ . .	$4 \, . \, 10^6$	$^1/_{108}$	$^1/_{180}$	[illegible]	$^1/_{324}$	$^1/_{27}$	$^1/_{45}$	[illegible]	$^1/_{81}$	$^1/_7$	$^1/_{11}$	$^1/_{16}$	[illegible]
Verbundmaschine .	$1{,}2 \, . \, 10^6$	—	—	—	—	$^1/_{90}$	$^1/_{150}$	$^1/_{210}$	$^1/_{270}$	$^1/_{20}$	[illegible]	[illegible]	[illegible]
Dreikurbelmaschine	$0{,}5 \, . \, 10^6$	—	—	—	—	$^1/_{216}$	$^1/_{360}$	$^1/_{504}$	$^1/_{648}$	$^1/_{54}$	$^1/_{90}$	$^1/_{126}$	[illegible]

Der auf Grund der Verhältnisse der Antriebsmaschine berechnete Ungleichförmigkeitsgrad wird also je nach den auftretenden Schwingungen sehr stark verändert. Das Schwungmoment soll stets gröfser sein als der kritische Wert: Wenn die Pendelkraft des ursprünglichen Tangentialdruckdiagramms der Antriebsmaschine P war, wird sie durch das Reaktionsverhältnis verändert in $\mathfrak{P} = \frac{P}{1-q}$, und die synchronisierende Kraft oder die ihr proportionale Schwankung der an das Netz abgegebenen Leistung wird $P_{\mathrm{syn}} = \mathfrak{P} - P = \frac{q}{1-q} P$. Soll also die Schwankung der Leistung $\frac{P_{\mathrm{syn}}}{P_1} = \frac{q}{1-q} \frac{P}{P_1} = a$ sein, muſs $q = \frac{a}{1+ab} b$, worin $b = \frac{P_1}{P}$ und P_1 die normale Umfangskraft ist.

Zulässig erscheinen Leistungsschwankungen von 20 % bei Kraft- und Lichtbetrieb, also $a = 0{,}2$; dann wird z. B., wenn die primäre Pendelkraft a) gleich 200 % der normalen Umfangskraft P_1 (z. B. bei Gasmaschinen) oder b) gleich 10 %

a) $P_1 : P = b = {}^1/_2$ und $q = {}^1/_{11}$, somit $GD^2 \geqq 11 \, GD^2_{\mathrm{krit}}$.
b) $P_1 : P = b = 10$ und $q = {}^2/_3$, somit $GD^2 \geqq {}^3/_2 \, GD^2_{\mathrm{krit}}$.

Gröſsere Werte sind besser, da k mit dem Quadrat der Spannung wächst und nur unsicher angegeben werden kann und, wenn q nahe 1 liegt, kleine Verschiebungen von k den Faktor $\frac{q}{1-q}$ stark beeinflussen.

Wird das erforderliche GD^2 unbequem groſs, so kann man bei

Parallelschaltung von Maschinen mit gleicher Umlaufzahl das $GD^2 < GD^2_{krit}$ wählen, wenn im Takt(Kurbel-)synchronismus parallel geschaltet wird, so dafs die Tangentialdruckdiagramme sich zeitlich überdecken, wobei $q = 0$ wird, wenn die Diagramme völlig gleich sind. Bei den praktisch vorkommenden Unterschieden kann q hinreichend klein gehalten werden. Das Parallelschalten mit Taktsynchronismus bringt Unbequemlichkeiten (gröfsere Aufmerksamkeit beim Parallelschalten, Signale bei gleicher Kurbelstellung), aber grofse Ersparnisse an Schwungmassen mit sich. Bei Anwendung einer Wirbelstrombremse nach Dettmar (durch regelbare Wechselströme erregter Elektromagnet ruft Wirbelströme im Schwungradkranz hervor) ist Parallelschaltung bei jeder Kurbelstellung (unter Umständen auch dauernde Vollbelastung durch die erzeugten Wirbelströme) möglich.

Weiter kann man durch genaues Ausregeln und Auswuchten der Maschine erreichen, dafs Schwingungen, für die GD^2_{krit} unbequem hoch wird, fortfallen (z. B. bei Einzylinder-Dampfmaschinen gleiche Arbeit bei Hin- und Rückgang, so dafs nur $\mu = 2$ zu berücksichtigen ist; gleiche Arbeit der einzelnen Teile des Diagramms bei einer Umdrehung bei Mehrzylinder-Maschinen ist von Bedeutung).

Geringe verbleibende Pendelkräfte können durch **Dämpfung** (Kupfergitter in den Polschuhen, massive Polschuhe) unschädlich gemacht werden (Betrieb möglich selbst bei $q = 1$).

Schwierigkeiten beim Parallelbetrieb mit gegebenem GD^2 und ungünstigem q lassen sich durch Aenderung von q verringern, indem das q beeinflussende k geändert wird (k wird kleiner durch Einschalten von Drosselspulen oder Verringerung des Luftraumes, gröfser durch Vergröfsern des Luftraumes).

Die Regler der Antriebsmaschinen müssen eine solche Unempfindlichkeit haben und so gedämpft sein, dafs sie durch die Ungleichförmigkeit innerhalb der einzelnen Umdrehungen und Rückwirkung der Steuerung nicht in Schwingungen geraten (S. 941).

6. Drehfeld und Drehstrommotoren.

a) Durchfliefst ein Wechselstrom eine Spule, so entsteht ein Wechselfeld. Zwei oder mehr solcher von Strömen verschiedener Phasen erzeugter Wechselfelder bilden ein resultierendes Feld; dieses ändert innerhalb einer Periode seine Richtung und Lage, da die Wechselströme in den Spulen nicht gleichzeitig ihren Höchstwert erreichen. Im allgemeinen wird das Mittelfeld nicht nur Lage und Richtung, sondern auch die Stärke ändern; diese Aenderung ist jedoch klein und wird meist nicht beabsichtigt.

Bei mehrphasigen Systemen erstrebt man durch entsprechende Anordnung der Spulen ein Mittelfeld von möglichst unveränderter Feldstärke, das seine Richtung mit gleichbleibender Winkelgeschwindigkeit ändert. Ein solches Feld heifst ein Drehfeld.

Mit zwei- und dreiphasigem Wechselstrom läfst sich ein Drehfeld von gleichbleibender Feldstärke und Winkelgeschwindigkeit erzeugen; Drehstrom wird nur für den dreiphasigen, verketteten Wechselstrom gebraucht.

b) Abb. 62 stellt schematisch (links) einen zweipoligen Drehstromerzeuger mit feststehender Armatur und sich drehenden Magneten dar. Die Spulen haben Sternschaltung. Die von der Dynamomaschine erzeugten Wechselströme bringen in dem Ringe des Motors ein resultierendes Feld hervor. In der gezeichneten Stellung hat der Wechselstrom in der Spule 1 gerade seinen Höchstwert erreicht; das in dem feststehenden Ringe des Motors erzeugte Feld hat daher für den betrachteten Augenblick die durch die punktierte Linie NS angedeutete Lage. Die Lage des Feldes ändert sich stetig mit der gleichen Winkelgeschwindigkeit, die der Anker der Dynamo hat. Es wird deshalb ein Magnet, der (abweichend von der Zeichnung) beim Motor in gleicher Weise wie bei der Dynamomaschine angeordnet und wie diese mit Gleichstrom erregt ist, einmal in Drehung versetzt, dem Felde folgen und sich also synchron mit dem Drehfelde und dem Anker der Dynamomaschine drehen **(Synchronmotor).**

Abb. 62.

Dynamo Motor

Synchronmotoren müssen angedreht und nach Erreichung völliger Uebereinstimmung von Spannung, Frequenz und Phase parallel mit dem Generator oder Netz geschaltet werden, worauf der Antrieb (z. B. Gleichstrommotor) abgeschaltet werden kann. Sie laufen also nicht von selbst an und können nur synchron arbeiten. Bei kleinen Abweichungen entsteht ein wattloser Ausgleichsstrom, der den Synchronismus wieder herstellt (vgl. S. 906 u. 927).

Durch käfigankerartige (s. u. c) Dämpferwicklung (S. 911) kann unbelasteter Anlauf als Asynchronmotor erreicht werden.

Synchronmotoren liefern bei schwacher Erregung nacheilende, bei stärkerer Erregung allmählich phasengleiche, dann voreilende Ströme. Durch die voreilenden Ströme übererregter Synchronmotoren können nacheilende Ströme des speisenden Netzes ganz oder teilweise aufgehoben (kompensiert) werden. Der übererregte Synchronmotor kann so zur Verbesserung des Leistungsfaktors $\cos\varphi$ als **Phasenregler,** in der Zentrale oder vom Netz abgezweigt, dienen, wobei auch mäfsige Belastung ($^1/_4$ bis $^3/_4$ der vollen Last) zulässig.

c) Viel gebräuchlicher sind die **Asynchronmotoren (Induktionsmotoren).** Sie werden durch den zugeführten Wechselstrom erregt (Drehfeld) und laufen von selbst mit Zugkraft an. Der in Abb. 62 rechts dargestellte Motor ist ein asynchroner Motor mit Kurzschlufsanker (S. 916). Das Drehfeld erzeugt (induziert) in den durch schwarze Querschnitte gekennzeichneten Kupferstäben, die den aus Eisenblechscheiben bestehenden Läufer parallel zur Achse durchschneiden und an ihren Enden durch Ringe aus Kupfer kurzgeschlossen sind, sehr kräftige Wechselströme; die elektrodynamische Wechselwirkung zwischen den primären Strömen im Stator oder Ständer und

den im Rotor oder Läufer induzierten Strömen bringt die Drehung des Läufers hervor. Es ist üblich, aber nicht nötig, den Läufer als den induzierten (sekundären) Teil auszuführen, und dieses ist im folgenden stets angenommen.

Verbreiterter sind Motoren, deren Läufer eine an Schleifringe geführte Wicklung besitzen (vgl. S. 916 u. 954).

1. Würde der Läufer eines $2p$-poligen Motors sich synchron mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega_1 = \frac{2\pi\nu_1}{p}$ des Feldes drehen, so könnten keine Ströme im Läufer induziert werden. Zur Aufrechterhaltung der Läuferströme ist daher eine Relativbewegung des Feldes gegen den Läufer (Asynchronismus) erforderlich. Bei dem geringen Widerstande der kurzgeschlossenen Läuferwicklung genügt bei Vollast eine um 3 bis 6 % geringere Winkelgeschwindigkeit des Läufers $\omega_2 = \frac{2\pi n}{60}$, wo n Umlaufzahl/Min; diese Verschiedenheit der Geschwindigkeiten wird **Schlüpfung** s genannt und in Prozenten ausgedrückt, $s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} 100$ oder $s = \frac{\nu_1 - \nu_2}{\nu_1} 100$, wenn $\nu_2 = \frac{pn}{60}$ die Frequenz der Drehung bedeutet. Den Läufer nennt man auch vielfach Anker, obwohl diese Bezeichnung eher dem feststehenden Teile zukäme.

2. Für die effektive **EMK** gilt die früher bereits gegebene Formel

$$E = 4\, K \nu w\, \mathfrak{S}_l\, 10^{-8} = 2\, K \nu z\, \mathfrak{S}_l\, 10^{-8},$$

worin z die Zahl der in Reihe geschalteten Ankerdrähte jeder Phase, $K = f_B f_w$ der Spannungsfaktor, $f_B = 1{,}11$ für sinusförmiges Feld, f_w der Wickelfaktor (vgl. S. 899 u. 900) und $\mathfrak{S}_l = c\mathfrak{B}_l Q_l\ (= \mathfrak{S}_a)$ die Gesamtzahl der Kraftlinien für einen Pol, $\mathfrak{B}_l$ die gröfste Luftinduktion, Q_l die Polfläche bedeutet. c ist beim Sinusfeld $= \frac{2}{\pi} = 0{,}637$, für Drehstrom im Mittel 0,583, für Zweiphasenstrom 0,54.

Für sinusförmiges Feld und Einlochwicklung ergäbe dies

$$E = 2 \,.\, 1{,}11 \,.\, \nu z \mathfrak{S}_l\, 10^{-8} = 2 \,.\, 1{,}11 \,.\, 1{,}0 \,.\, 0{,}637\, \nu z B_l Q_l\, 10^{-8}$$
$$= 1{,}414\, \nu z \mathfrak{B}_l Q_l\, 10^{-8}.$$

Da stets mehr Löcher ($q = 2$ bis 5) für den Pol und die Phase verwendet werden, die Wicklung also verteilt und das Feld nicht sinusförmig ist, folgt im Mittel (mit $f_w = 0{,}96$ für Drehstrom, $f_w = 0{,}91$ für Zweiphasenstrom)

für Drehstrommotoren $E = 2{,}13\, \nu z \mathfrak{S}_l\, 10^{-8} = 1{,}24\, \nu z \mathfrak{B}_l Q_l\, 10^{-8}$,
„ Zweiphasen „ $E = 2{,}02\, \nu z \mathfrak{S}_l\, 10^{-8} = 1{,}09\, \nu z \mathfrak{B}_l Q_l\, 10^{-8}$

oder für Drehstrom etwa $^7/_8$, für Zweiphasen etwa $^3/_4$ des Wertes für sinusförmiges Feld.

Der Kraftlinienstrom für den Stator $\mathfrak{S}_1$ ist gröfser als in der Luft, und zwar $\mathfrak{S}_1 = (1 + \tau_1)\mathfrak{S}_l$; der im Luftspalt $\mathfrak{S}_l$ gröfser als im Rotor, $\mathfrak{S}_l = (1 + \tau_2)\mathfrak{S}_2$. τ_1 und τ_2 sind klein, von Luftspalt δ und Nutenform abhängig und untereinander nicht notwendig gleich.

Zur Erzeugung des Kraftflusses $\mathfrak{S}_l$ sind bei Q_l qcm Gesamtpolfläche $\mathfrak{B}_l = \mathfrak{S}_l : c Q_l$ Linien auf 1 qcm erforderlich und hierfür

bei Drehstrom . . . . $i_0 = \dfrac{0{,}8\, \mathfrak{B}_l \delta p}{\sqrt{2}\, z_1} = \dfrac{0{,}566\, \mathfrak{B}_l \delta p}{z_1}$,

bei Zweiphasenstrom $i_0 = \dfrac{0{,}8\, \mathfrak{B}_l \delta p}{z_1}$,

worin z_1 in Reihe geschaltete Drahtzahl/Phase auf dem primären Teil. Der Magnetisierungsstrom J_m ist bei gesättigten Zähnen etwas gröfser als i_0.

3. Die **Zugkraft** Z ist allgemein

$$Z = 10{,}2 \,.\, 1{,}11\, f_w m_2 z_2 J_2 c_2 L_2 l\, 10^{-8} \text{ kg},$$

worin $c_2 = 0{,}637$ bei sinusförmigem Feld, somit wäre für sinusförmiges Feld

$$Z = 7{,}2\, f_w m_2 z_2 J_2 \mathfrak{B}_2 l\, 10^{-8} \text{ kg};$$

bei Drehstrommotoren ist sie angenähert $^7/_8$ davon oder

$$Z \sim 19\, z_2 J_2 \mathfrak{B}_2 l\, 10^{-8} \text{ kg};$$

bei Zweiphasenmotoren ist sie angenähert $^3/_4$ davon oder

$$Z \sim 11\, z_2 J_2 \mathfrak{B}_2 l\, 10^{-8} \text{ kg}.$$

Das **Drehmoment** des Ankers vom Durchmesser D in cm ist

$$M_d = Z \frac{D}{2} 10^{-2} = 1{,}146\, (m_2 z_2) J_2 \mathfrak{S}_2\, 10^{-10} \text{ in mkg.}$$

Hierin bedeutet m_2 die Phasenzahl, z_2 die Drahtzahl/Phase, J_2 den Strom, $\mathfrak{B}_2$ die Kraftliniendichte, $\mathfrak{S}_2$ das Feld des sekundären Teils oder Läufers, l die Länge der induzierten Drähte in cm. m_2 braucht nicht gleich m_1 zu sein. Man kann bei Zweiphasenmotoren ($m_1 = 2$) im Läufer Dreiphasen ($m_2 = 3$) verwenden und umgekehrt.

Abb. 63.

4. Sind J_m und die Streuung

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 + \tau_1 \tau_2$$

bekannt, dann gewährt die Zeichnung des **Heylanddiagramms** (Abb. 63) guten Einblick in die Wirkungsweise. Der Durchmesser des Kreises

$$bd = J_m : \tau.$$

Der Erregerstrom $J_m = ab$ gibt den Mafsstab der Ströme. Ein willkürlicher Punkt c des Kreises gibt mit a verbunden den Primärstrom $J_1 = ac$, mit b verbunden den Sekundärstrom $bc = J_2$. Mafsstab für J_1 wie für J_m, für J_2 dagegen $(1 + \tau_1) \dfrac{m_1 z_1}{m_2 z_2}$ mal gröfser. Schneide auf der Mittelsenkrechten om die Strecken oh und om ab, so dafs

$$\frac{oh}{ob} = \operatorname{tg} \alpha = \frac{J_m r_1}{E_1} \frac{1 + 2\tau}{\tau},$$

$$\frac{om}{ob} = \operatorname{tg}(\alpha + \beta) = \operatorname{tg} \alpha + \frac{J_m r_2}{E_1} \frac{(1 + \tau_1)^2}{\tau} \frac{z_1^2 m_1}{z_2^2 m_2},$$

worin r_1, r_2 Widerstand der Bewicklungen primär und sekundär für eine Phase. Schlage dann aus h und m als Mittelpunkten Kreisbogen durch d und b und ziehe nach dem willkürlichen Punkt c die Gerade dc, die ein Mafs für $\mathfrak{B}l$ oder $\mathfrak{S}l$ gibt. Die senkrechten Abstände cc', ff', gg' der Punkte c, f, g von bd messen zugeführte Leistung, Drehmoment und verfügbare Leistung. Die Tangente dq an dem innersten Kreis ($dq \perp dm$) entspricht Stillstand $v_2 = 0$ oder $s = 100\,\%$; $pq \perp hd$ gibt also, in gleiche Teile geteilt, den Schlüpfungsmafsstab, der bei $a \parallel pq$ vergröfsert abzulesen ist.

Anzugsdrehmoment bei kurzgeschlossenem Rotor tu (u Schnittpunkt dq mit Kreis hy, $tu \perp bd$), normales ff', gröfstes Drehmoment oy. Soll mit diesem angefahren werden, dann mufs

$$\operatorname{tg} \beta = 1 \quad \text{oder} \quad R_2 = \frac{\tau}{(1+\tau_1)^2} \frac{E_1}{J_m} \frac{z_2^2}{z_1^2} \frac{m_2}{m_1}$$

der Gesamtwiderstand des Rotorkreises sein. Da angenähert $\tau_1 \sim \tau/2$ und $E_1 : J_m = \mathfrak{R}_0$ der Richtungswiderstand $\mathfrak{R}_0$ des erregten Motors ist, folgt $R_2 \sim \frac{\tau}{1+\tau} \frac{z_2^2}{z_1^2} \frac{m_2}{m_1} \mathfrak{R}_0$. Gröfste Leistung in PS $\sim ox$, normale gg'; Ueberlastbarkeit gleich $\text{Ü} = \frac{J_m/J_1}{2\,\tau \cos \varphi_{max}}$. Aber $\frac{J_m}{J_1} = 2\,\tau \operatorname{cotg} \varphi_{max}$ und $\cos \varphi_{max}$ (Tangente von a an äufsersten Kreis) $= \frac{1}{1+2\,\tau}$. Also $\text{Ü} = \frac{1}{\sin \varphi_{max}}$. Gewöhnlich $\frac{J_m}{J_1} = 0{,}20$ bis $0{,}30$, $\cos \varphi_{max} = 0{,}86$ bis $0{,}92$, $\text{Ü} = 2$- bis $2{,}6$ mal der Belastung P', die $\cos \varphi_{max}$ entspricht. Die normale Leistung P in PS liegt meist etwas höher, so dafs die Motoren 1,5- bis 2 mal überlastet werden können [$P_{max} = (1{,}5$ bis $2)\,P$].

Leerlauf etwa bei c_0; Leerstrom ac_0, Leerverlust von Nutzleistung abzuziehen (Parallele zu bd). Anlauf mit Kurzschlufsanker bei q; Anlaufstrom $aq \sim$ Kurzschlufsstrom $i_k = ad = \frac{1+\tau}{\tau} J_m$ sehr grofs.

Die kleinen hier begangenen Vernachlässigungen sind praktisch zulässig, die genaueren Diagramme (Osanna) verwickelter.

5. **Konstruktionsangaben.** Da Streufaktor τ eine so grofse Rolle spielt, ist dessen Vorausberechnung wichtig. Er hängt aufser von der Nutenform (breite, untiefe, halboffene Nuten) vornehmlich von dem Verhältnis Luftspalt δ : Polteilung t ab; annähernd ist Streufaktor $\tau = C \cdot \frac{\delta}{t}$, worin C etwa 10 bis 15 zu setzen ist. Deshalb δ so klein, als mechanische Erwägungen zulassen, häufig kleiner als 1 mm (starke Wellen, kräftige Grundplatten wegen einseitigen Zuges bei ausgelaufenen Lagern). $t = \frac{\pi D}{2p}$ so grofs als möglich, deshalb grofse, schmale Anker, kleine Polzahlen $2p$. Lager mit Schilden seitlich am feststehenden Teil (Stator) befestigt behufs guter Zentrierung. Wicklung in zwei Flächen, Induktionen wie bei Wechselstrommaschinen

$B_l = 4000$ bis 6000 im Luftspalt, $B = 8000$ bis etwa $10\,000$ im Stator, höher in den Zähnen. Stromdichten in den Leitern, besonders im Rotorkupfer klein, denn Schlüpfung

$$s = 100 \cdot \frac{\text{Verlust im Rotorkupfer}}{\text{Zugeführte Watt} - \text{Verlust Statorkupfer}}.$$

6. Zur Verminderung des Stromstofses beim Anlassen sind bei gröfseren Motoren besondere **Anlafsvorrichtungen** erforderlich. Die wichtigsten **Anlafsarten** sind die folgenden:

α) Kurzschlufsanker und Einschalten des Motors mittels Schalthebels im Gehäusestromkreise. Starker Stromstofs und demzufolge starke Spannungsschwankungen beim Einschalten, sowie ruckweises Anspringen des Motors; daher im allgemeinen nur bei kleinen Motoren oder solchen, die stets leer anlaufen, zu verwenden. Um den Stromstofs in mäfsigen Grenzen zu halten (ohne die einfache Anordnung verlassen zu müssen), werden Motoren dieser Art zuweilen absichtlich auf Kosten des Wirkungsgrades mit verhältnismäfsig grofsem Widerstande r_2 im sekundären Teile ausgeführt.

β) Besonderer Anlafswiderstand.

1. Für Kurzschlufsanker-Motoren: Der Anlafswiderstand ist in den Stromkreis des feststehenden Teiles geschaltet (in den meisten Fällen nicht anwendbar). Der Motor läuft mit reduzierter Spannung und mit schwachem Anfahrmoment an, das mit dem Quadrat der Spannung sinkt. Die gleiche Wirkung wird durch Anlafstransformatoren erzielt (vielfach bei Motoren beliebiger Gröfse, die leer oder mit geringem Drehmoment anlaufen, angewendet: Schleuderpumpen-Antrieb). Die Motoren können, ohne dafs besondere Leitungen und Vorkehrungen nötig sind, von entferntem Orte aus, z. B. der Zentrale, angelassen werden. Die Transformatoren sind in einzelne Abteilungen unterteilt, die durch entsprechende Schalter derart vor den primären Teil des Motors geschaltet werden, dafs er anfangs niedrige Spannung erhält, die stufenweise bis zur vollen erhöht wird. Eine entsprechende Wirkung, jedoch nur mit zwei Spannungsstufen, erhält man bei Drehstrom durch Sterndreieckumschaltung der Wicklung des Gehäuses; jede Phase erhält zunächst eine Spannung $E : \sqrt{3}$, nach Umschaltung die Spannung E.

2. Für Schleifringanker-Motoren: Der Anlafswiderstand ist in den Stromkreis des sich drehenden (sekundären) Teiles geschaltet, starkes Anfahrmoment, das langsam gesteigert werden kann, so dafs auch

Angenäherte Werte von max. zu norm. Zugkraft, max. zu norm. Stromstärke:

Anzahl der Widerstände	Z_{max}/Z_{norm} Ungefähre Leistung					J_{max}/J_{norm}				
	1	3	10	30	100	1	3	10	30	100 PS
1	2,20	2,25	2,30	2,50	2,70	2,77	2,95	3,13	3,45	3,80
3	1,70	1,75	1,80	2,00	2,05	1,73	1,84	1,05	2,07	2,18
5	1,45	1,50	1,55	1,65	1,70	1,43	1,50	1,57	1,65	1,73
7	1,35	1,37	1,40	1,45	1,50	1,18	1,27	1,30	1,45	1,51

bei voller Belastung ein allmähliches Angehen des Motors bei langsam zunehmender Stromstärke zu erreichen ist. Vielfach verwendet. Bei Anlauf unter Vollast ergeben sich bei den verschiedenen Motoren folgende mittlere Verhältnisse bei verschiedener Zahl der Widerstandsstufen. Die Anzahl der Kontakte ist stets um 1 gröfser als die Zahl der Widerstände.

γ) Hülfswindungen in dem sich drehenden (sekundären) Teile.

1. Stufenanker. Der sich drehende Teil erhält zwei selbständige Wicklungen, u. zw. eine dauernd geschlossene mit verhältnismäfsig hohem Widerstande und eine zweite mit geringem Widerstande, die erst geschlossen wird, nachdem der Motor in Bewegung ist.

2. Anker mit Gegenschaltung (Görges). Die Hülfswindungen sind zu Anfang den Hauptwindungen entgegengeschaltet und werden, nachdem der Motor eine bestimmte Umdrehungszahl erreicht hat, in Reihe mit den Hauptwindungen geschaltet. Motoren bis etwa 10 PS gehen mit $^3/_4$ bis Vollast an. Stromstofs und Spannungsschwankung nur wenig ungünstiger als bei β) 2. Gröfsere Motoren sind, des Stromstofses halber, mit geringerer Belastung anzulassen. Anwendbar bis etwa 80 bis 100 PS bei unbelastetem Anlauf.

7. Die asynchronen Motoren bringen immer eine **Phasenverschiebung** hervor, ihr Leistungsfaktor überschreitet selten $\cos\varphi = 0{,}9$ bei voller Belastung und nimmt bei Leerlauf bis auf 0,2 bis 0,3 ab. In besonderen Ausnahmefällen sind daher Synchronmotoren, die für $\cos\varphi = 1$ (S. 912) gebaut werden können, trotz ihrer Nachteile (besondere Gleichstromerregung, umständliche Anlafsvorrichtung, Stehenbleiben bei Ueberlastung) vorteilhafter. — Meist ist jedoch der Nachteil der Phasenverschiebung bei asynchronen Motoren von untergeordneter Bedeutung.

8. Die Drehrichtung des Drehfeldes wird durch Vertauschen von zwei Phasen umgekehrt. Die **Umsteuerung** der asynchronen Drehstrommotoren erfolgt daher durch Umschalten von zwei der drei Stromzuführungen.

d) Ueber **Einphasenmotoren** (Induktionsmotoren und Kollektormotoren) S. 956; über **Drehstromkollektormotoren** S. 955 ff.

e) **Erwärmung und Bemessung der Generatoren und Motoren,** ferner **Bestimmung des Wirkungsgrades** s. Normalien für Bewertung und Prüfung von elektrischen Maschinen und Transformatoren des Verbandes deutscher Elektrotechniker (vgl. auch S. 865 u. 903).

IV. Umformer und Transformatoren.

1. Gleichstromumformer

bestehen in der Regel aus einem Nebenschlufsmotor und einer Dynamo. Ist Gleichstrom niedriger Spannung in solchen höherer Spannung umzuwandeln, so kann an Stelle der besonderen Dynamo eine Zusatzmaschine, die in Reihe zur vorhandenen Spannung geschaltet wird,

treten. Soll umgekehrt Strom hoher Spannung in Strom niedriger Spannung umgewandelt werden, so ist anstatt der vollständigen Umformung häufig die sog. Sparschaltung zu empfehlen; der Motor läuft hierbei in Reihenschaltung mit dem Niedrigspannungsnetze, und die vom Motor angetriebene Dynamomaschine ist mit den Klemmen an die Pole des Niedrigspannungsnetzes angeschlossen (Gefährdung des Niedrigspannungsnetzes bei Erdschlufs durch das Hochspannungsnetz).

2. Wechselstrom-Transformatoren

dienen zur Umwandlung von hochgespannten Wechselströmen in niedriggespannte und umgekehrt.

a) **Eisenkörper:** Kerne und Joch bestehen zur Vermeidung von Wirbelströmen aus 0,35 (bei 50 Frequenz) bis 0,5 mm (bei 25 Frequenz) dicken Blechen aus weichem Flufseisen, ausgeglühtem Stahl oder legiertem Blech, einseitig lackiert oder mit Papier beklebt (Querschnittverlust etwa 10 % bei 0,5 und 13 % bei 0,35 mm Blechstärke), S. 840 u. 878. In der Kraftlinienrichtung soll das zu einem Kreise geschlossene Magnetsystem möglichst geringen magnetischen Widerstand besitzen. Mit Rücksicht auf Zusammensetzen des Transformators aus fertig gewickelten Spulen sind jedoch Stofsfugen nicht zu vermeiden. Hierbei ist verblatteter Stofs oder stumpfer Stofs möglich; letzterer hat den Vorzug einfacher Zusammensetzbarkeit des Transformators, ergibt jedoch wegen höheren magnetischen Widerstandes in den Stofsfugen etwas gröfseren Leerstrom (Papierblatt zwischen Stofsfuge zur Vermeidung von Wirbelströmen, etwa 0,1 mm Luft, hingegen beim verblatteten Stofs magnetischer Widerstand so gut wie null).

Man unterscheidet **Kern-** (Abb. 64) **und Manteltransformatoren** (Abb. 65) je nach der Anordnung des Eisens. Bei Manteltransformatoren sind die Spulen meist in der Wicklungsebene lang, in der Achse kurz gehalten; der Kraftlinienweg ist bei ihnen kurz, weshalb der Stofsfugenwiderstand einen verhältnismäfsig grofsen Einflufs hat, daher meist verblatteter Stofs. Kerntransformatoren nur bei kleineren Leistungen mit verblattetem, meist mit stumpfem Stofs.

Abb. 64.

Abb. 65.

Abb. 66.

Kernquerschnitt bei Mantel- und kleinen Kerntransformatoren meist rechteckig, sonst kreuzförmig; wenn die äufsere Oberfläche zur Abkühlung nicht ausreichend ist, werden Luft- bzw. Oelumlaufschlitze (Abb. 66) im Kern und Joch vorgesehen. Die Blechpakete werden

durch isolierte, in der Mittellinie auch unisolierte Schrauben oder Niete mit 1 bis 2 mm-Endblechen zusammengehalten (Abb. 66).

Die Joche erhalten meist durchgehende, gegen die Bleche durch Prefsspan oder Papier isolierte Druckplatten.

b) **Mehrphasige Ströme** können durch Einphasentransformatoren in den einzelnen Kreisen umgewandelt werden mit entsprechender Verkettung der sekundären Ströme. Billiger werden jedoch Mehrphasentransformatoren durch Verkettung der Eisenkerne, ähnlich derjenigen der Ströme. Abb. 64 zeigt einen Drehstromkerntransformator mit Zylinderwicklung, mit Kernen, wie meist üblich, in einer Ebene. Doch gibt man zuweilen der ersten Anordnung den Vorzug wegen Unabhängigkeit der Phasen bei Beschädigungen und geringerem Aushülfebedarf: drei Transformatoren können, in Stern oder Dreieck geschaltet, ein Drehstromnetz bedienen, ein umschaltbarer vierter dient der Aushülfe, oder bei Dreieckschaltung primär und sekundär können 2 der 3 Transformatoren 58 % der normalen Leistung abgeben.

c) Die **Wicklungen** sind Zylinder- (Abb. 64, 67a u. b) oder Scheibenwicklungen (Abb. 65, 68a), diese stets bei Manteltransformatoren. Die Abbildungen zeigen die Anordnung der Hoch- und Niederspannungswicklungen zueinander. Die Wicklungen werden in Spulen oder Abschnitte mit höchstens 500 V unterteilt, zwischen benachbarten Drähten höchstens 100 V, bei höheren Spannungen besondere Zwischenlagen. Die Wicklungen sind gut durch Holz-

Abb. 67 a. Abb. 67 b. Abb. 68 a. Abb. 68 b.

oder Prefsspan-Zwischenstücke festzuhalten, um Arbeiten und Brummen, bei gröfseren Typen auch mechanische Beschädigungen bei Kurzschlufs, zu verhindern (Abb. 66, 67, 68).

Isolationsstärken ähnlich wie bei Maschinen S. 898. Hauptsächlichster Isolationsstoff bei Lufttransformatoren Prefsspan, lackiertes Papier oder Leinenband, Baumwolle, auch Mikanit. Bei Oeltransformatoren trockenes Papier oder Band, trockener Prefsspan, weil Oel fast alle Lacke, Gummi, Mikanit löst. Holz als Baustoff zum Abstützen, jedoch nicht als Isolation. Drähte bis zu 6 mm etwa verwendbar, dann Kabel oder Kupferband mit Baumwolle umklöppelt oder blank mit dünnem Papier als Zwischenlage. Bei Kupferband wegen der Wirbelströme längste Seite parallel Streulinien, also bei Scheibenwicklungen nach Abb. 68b, bei Zylinderwicklung nach Abb. 67b.

d) **Klemmen** sind in Oeltransformatoren durch massive Drähte ohne Bespinnung an die Wicklung anzuschliefsen, da Bespinnung als Docht

saugend wirkt. Baustoff Porzellan, bei hohen Spannungen entsprechend grofs, mit gefältelter oder glatter Oberfläche.

e) **Schaltungen:** α) Transformatoren für **Parallelschaltung***) müssen je primär und sekundär gleich geschaltet und gleichsinnig gewickelt sein; sie arbeiten im allgemeinen hinsichtlich gleichmäfsiger Lastverteilung gut parallel bei gleichem Uebersetzungsverhältnis, gleicher Kurzschlufsspannung und annähernd gleichem Ohmschen Spannungsabfall.

β) In **Drehstromtransformatoren** kann, unabhängig voneinander, primär und sekundär Stern- oder Dreieckschaltung verwendet werden (Unterschied der Wicklungsspannung bei Stern und Dreieck beachten). Verwendung von Einphasentransformatoren (S. 919). **Normalschaltungen** für Drehstromtransformatoren nach den Normalien des V. d. E.**) (Abb. 69).

Abb. 69.

Bei ungleicher Belastung und **viertem Leiter** am Nullpunkt (Spannungen E und $E\sqrt{3}$ im Netz zur Verfügung) ist zur Vermeidung zu grofser Spannungsverschiedenheiten primär Dreieckschaltung oder die Doppelsternschaltung nach Abb. 69, c_8 zu empfehlen.

*) ETZ 1907 S. 931.

**) Normalien für Prüfung und Bewertung elektr. Maschinen und Transformatoren des V. d. E., Verlag J. Springer, Berlin.

γ) Zweigt man von **einer** Wicklung an verschiedenen Stellen ab, so erhält man ebenfalls Transformation im Verhältnis der Windungen. Diese **Autotransformatoren** oder **Spartransformatoren** werden kleiner, weil ein Teil der Leistung unmittelbar aus dem Netz entnommen wird. Der einspulige Transformator (Abb. 70) ergibt beim Uebersetzungsverhältnis $n = \frac{E_1}{E_2}$ $= \frac{\text{primäre}}{\text{sekundäre}}$ Spannung im Leerlauf eine im Verhältnis $n : (n - 1)$ gröfsere Leistung als der gewöhnliche, für $n = 2$ also die doppelte Leistung. Verwendung auch bei Drehstrom möglich (Abb. 71). (Gefährdung des Niedrigspannungsnetzes bei Erdschlufs: Ueberspannungsschutz.)

Abb. 70. Abb. 71.

δ) Jedes Mehrphasensystem läfst Transformation in ein anderes Mehrphasensystem zu. Beispiel: Umsetzung 2 auf 3 Phasen (Abb. 72, **Scott**) am Niagara verwendet. Transformator 1 liefert sekundär die Höhe des gleichseitigen Dreiecks, also die Spannung $E_2 \frac{\sqrt{3}}{2}$, und ist an Mitte M der Sekundärspule von 2 angeschlossen.

Abb. 72. Abb. 73.

ε) Die Wirkung der **Drosselspulen** kann als die eines leerlaufenden Transformators angesehen werden, mit dem Strom des mit ihm in Reihe geschalteten Stromverbrauchers. Anwendung z. B. bei Reihenschaltung von Lampen (Kaiser-Wilhelm-Kanal) um den Lampenstrom beim Erlöschen einzelner Lampen nicht oder nur wenig zu beeinflussen (Abb. 73).

f) Die primäre oder sekundäre **elektromotorische Kraft** (EMK) E in V eines Transformators ist bei sinusförmigem Verlaufe der Stromkurve

$$E = \frac{2\pi\nu}{\sqrt{2}} \frac{1}{10^8} \mathfrak{B} q t = 4{,}44\, \nu \mathfrak{B} q t\, 10^{-8},$$

worin t die primäre oder sekundäre Windungszahl des Transformators, ν die Frequenz, $\mathfrak{B}q = \mathfrak{S}$ die Gesamtzahl der Kraftlinien ($\mathfrak{B}$ Induktion, q Eisenquerschnitt) bedeuten. Ohne Streuung verhalten sich die elektromotorischen Kräfte der primären und sekundären Wicklung wie die Windungszahlen, also

$$E_1 : E_2 = t_1 : t_2.$$

Die den Kraftlinienflufs $\mathfrak{B}q$ hervorbringende magnetisierende Kraft rührt sowohl von der primären wie von der sekundären Wicklung her.

Die Ströme beider Kreise weichen in der Phase bei Vollbelastung fast 180^0, bei annäherndem Leerlauf mehr als 90^0 voneinander ab. Die primären und sekundären Amperewindungen (AW) können bezüglich ihrer magnetisierenden Kraft bei sinusförmigem Verlaufe der Stromkurve nach S. 855 zusammengesetzt werden.

Wenn Hysteresis und Streuung vernachlässigt werden und sekundär keine Phasenverschiebung vorhanden ist, ergibt sich das in Abb. 74a dargestellte einfache Diagramm, worin i_1 den primären und i_2 den sekundären Strom bei Vollast, ferner t_1 und t_2 die Zahl der Windungen bedeuten. Die EMK ist gegen das Feld um 90^0 in der Phase verschoben. Da ferner zwischen sekundärem Strom und EMK keine Phasenverschiebung vorhanden sein soll, steht auch der sekundäre Strom senkrecht zum Felde. Man setzt nun die primären mit den sekundären AW nach Gröfse und Richtung zusammen und erhält in $O\,1$ die resultierende magnetisierende Kraft und gleichzeitig die AW des Leerstromes. Diese sind bei unveränderlicher primärer Klemmenspannung für alle Belastungen gleich. Die punktierten Linien geben die Phasenrichtung und Stärke des primären Stromes i_1 bei verschiedenen Belastungen i_2 an.

Abb. 74a.

Wenn die Hysteresis berücksichtigt wird, fällt die resultierende magnetisierende Kraft nicht mehr mit dem Felde zusammen; es ergibt sich das in Abb. 74b dargestellte Diagramm. Die resultierende magnetisierende Kraft $O\,2$ (= Leerlauf-AW) zerfällt in zwei Seitenkräfte, von denen die eine ($O\,1$) das Feld erzeugt und die andere $[h = \overline{12}]$ die Hysteresisverluste deckt. Der Mafsstab für den Hysteresisverlust ist so zu wählen, dafs bei Vollbelastung $h : i_2\,t_2$ = Hysteresisverlust in Watt : Wattleistung des Transformators.

Abb. 74b

In Abb. 75a soll (abweichend von der bisherigen Bezeichnung, der Einfachheit der Darstellung halber) unter E_1, E_2, e_1, e_2 und r_1, r_2 die EMK, die Spannung und der Widerstand einer Windung der primären bzw. sekundären Wicklung verstanden sein. Unter dieser Voraussetzung sind E_1 und E_2 gleich grofs und gleich gerichtet. Das Diagramm der Abb. 75a ergibt sich, wenn die sekundäre Stromstärke in der Phase gegen die elektromotorische Kraft verschoben ist. φ_2 ist der Winkel der sekundären Phasenverschiebung.

Die primäre Klemmenspannung e_1 mufs imstande sein, die durch die gegenseitige Induktion hervorgebrachte elektromotorische Gegenkraft E_1 in der Primärwicklung und den Verlust im Ohmschen Widerstand dieser Wicklung zu überwinden. Diese beiden Spannungen haben nicht die gleiche Phase; $i_1\,r_1$ ist parallel zu $i_1\,t_1$ zu ziehen (Abb. 75a), dann ergibt e_1 die erforderliche primäre Klemmenspannung. In gleicher Weise ist $i_2\,r_2$ parallel zu $i_2\,t_2$ zu ziehen, und man erhält als sekundäre Klemmenspannung e_2.

Der Mafsstab der Amperewindungen $i_1 t_1$, $i_2 t_2$, $i_0 t_1$, h einerseits und der Mafsstab der Spannungen anderseits können unabhängig voneinander gewählt werden. $i_1 r_1$ und $i_2 r_2$ sind im Mafsstabe der Spannungen aufzutragen. Ein Kreisbogen mit e_2 aus O ergibt in δ den Spannungsabfall des Transformators. $i_1 r_1$ und $i_2 r_2$ betragen bei guten Transformatoren nur je 0,5 bis 1,5 % der Spannung der primären bzw. sekundären Wicklung.

Die Abb. 75a berücksichtigt noch nicht die durch Streuung hervorgebrachte Selbstinduktion; diese hat einen nachteiligen Einflufs auf den Spannungsabfall, besonders bei induktiver äufserer Belastung, läfst sich aber nicht ganz vermeiden (meist 3 bis 6 %). Der Einflufs der Selbstinduktion ist aus der Abb. 75b ersichtlich; s_1 und s_2 stellen die Selbstinduktion dar, ihr Vektor steht auf dem der Amperewindungen $i_1 t_1$ bzw. $i_2 t_2$ senkrecht. Die Ohmschen Spannungsverluste schliefsen sich im rechten Winkel an die durch Selbstinduktion hervorgerufenen an. Der bedeutende Einflufs der Phasenverschiebung auf den Spannungsabfall δ bei starker Selbstinduktion ist ohne weiteres aus der Abbildung ersichtlich (s. auch flg. Abschn.).

Abb. 75a.

Abb. 75b.

g) **Verluste.** Man mufs zwischen Spannungsverlust und Leistungsverlust unterscheiden, die, in Prozenten gemessen, oft sehr verschieden voneinander sind.

Der Spannungsverlust oder Spannungsabfall sollte für selbstregelnde Netze bei induktionsfreier Belastung nicht gröfser als etwa 3 % sein. Bei induktiver Belastung ist der Spannungsabfall erheblich gröfser. Bezeichnet $r = r_1 \left(\frac{t_2}{t_1}\right)^2 + r_2$ den auf den Sekundärkreis reduzierten Widerstand, $x = s_1 \left(\frac{t_2}{t_1}\right)^2 + s_2$ die der Selbstinduktion entsprechende Reaktanz, dann ist die Spannungsverminderung bei Belastung mit i_2 Amp, sekundär gemessen, $i_2 r \cos \varphi + i_2 x \sin \varphi$ für die Phasenverschiebung φ zwischen e_2 und i_2.

Bei fertigen Transformatoren läfst sich der Spannungsabfall für alle Belastungen und Phasenverschiebungen auch mit Hülfe des Kappschen Diagramms (Abb. 50 S. 900) aus dem Kurzschlufsstrom ermitteln: Man schliefst die Sekundärwicklung kurz unter Einschaltung

eines Strommessers und steigert die Primärspannung allmählich, bis in dem kurzgeschlossenen Sekundärkreis die volle Stromstärke auftritt. Die erforderliche Primärspannung ist nur ein geringer Bruchteil der Vollspannung, so dafs man mit geringer Versuchsleistung auskommt. Man bildet das rechtwinklige Dreieck ODC (Abb. 50 S. 900) aus der gemessenen Spannung OD, die bei Auftragung des Diagramms in Sekundärspannung entsprechend dem Uebersetzungsverhältnis zu reduzieren ist, und dem rechnungsmäfsig festzustellenden Ohmschen Verlust CD und schlägt mit normaler Sekundärspannung bei offenem Transformator je einen Kreis aus O und aus D, so ist FG der Spannungsabfall bei der Phasenverschiebung φ und voller Stromstärke; für Zwischenwerte der Stromstärke liegen die Mittelpunkte weiterer Kreise auf OD.

Der Leistungsverlust setzt sich zusammen aus dem Eisenverlust $\mathfrak{E}_{fe}$ durch Hysterese und Wirbelströme (S. 878) und dem Kupferverlust $\mathfrak{E}_{cu}$ durch Stromwärme in der Wicklung. Die Kupferverluste werden bei gleicher Stromdichte primär und sekundär am kleinsten.

Gute Transformatoren haben bei Vollbelastung einen Wirkungsgrad von 93 bis 98 %, je nach ihrer Gröfse. Auf Eisenverlust entfallen davon bei Vollbelastung 2 bis 1 %, seit Einführung der legierten Eisenbleche (S. 840) bis herab zu 0,6 bis 0,5 %. Der Wirkungsgrad $\eta = \mathfrak{E}_1 / \mathfrak{E}_2$ für die sekundäre Leistung $\mathfrak{E}_2 = E_2 J_2 \cos \varphi_2$ und die primär aufgenommene $\mathfrak{E}_1 = \mathfrak{E}_2 + \mathfrak{E}_{fe} + \mathfrak{E}_{cu}$ wird bei gleichen Eisen- und Kupferverlusten am höchsten. Ist bei voller Belastung $\mathfrak{E}_{fe} > \mathfrak{E}_{cu}$, dann nimmt die Wirkungsgradkurve $\eta = f(\mathfrak{E}_2)$ von voller Belastung langsam ab. Ist, wie bei den neueren Transformatoren bei voller Belastung $\mathfrak{E}_{fe} < \mathfrak{E}_{cu}$, dann tritt η_{max} bei der Belastung mit $\mathfrak{E}_{fe} = \mathfrak{E}_{cu}$ auf.

Beispiel: Ein 10 kVA-Transformator habe bei $\cos \varphi_2 = 1$ einmal $\mathfrak{E}_{fe} = 240$ Watt und bei voller Belastung $\mathfrak{E}_{cu} = 160$ Watt, das andere Mal $\mathfrak{E}_{fe} = 80$ Watt, $\mathfrak{E}_{cu} = 320$ Watt dann sind die Wirkungsgrade

			bei $^4/_4$	$^3/_4$	$^2/_4$	$^1/_4$	$^1/_{10}$ Belastg.
bei hohem Eisenverlust	$\mathfrak{E}_{fe} = 2{,}4$ %	$\mathfrak{E}_{cu} = 1{,}6$ %	**96,15**	95,78	94,57	90,90	81,10
„ niedrigem „	$= 0{,}8$ „	$= 3{,}2$ „	96,15	96,65	**96,90**	96,15	92,34

Bei der zweiten Bauart tritt η_{max} auf für halbe Last, wo $\mathfrak{E}_{fe} = \mathfrak{E}_{cu} = 80$ Watt ist.

Kleine Eisenverluste sind erstrebenswert mit Rücksicht auf hohen **mittleren jährlichen Wirkungsgrad**, d. i. das Verhältnis der abgegebenen zur aufgenommenen Arbeit (in Kilowattstunden).

Bei Beleuchtungsanlagen gibt (wegen des ungleichmäfsigen Strombedarfs) ein Transformator mittlerer Gröfse nur etwa 438 mal soviel kWst im Jahre, als seine gröfste Leistungsfähigkeit in kW beträgt. Da der Eisenverlust von der Belastung unabhängig und unveränderlich ist, ergibt sich für einen Transformator mit 2,4 bzw. 0,8 % Eisenverlust, wenn er 365 . 24 = 8760 st eingeschaltet ist, der jährliche Eisenverlust zu

$$2{,}4 \frac{8760}{438} = 48\,\% \text{ bzw. } 0{,}8 \frac{8760}{438} = 16\,\%$$

der abgegebenen kWst und der mittlere jährliche Wirkungsgrad, ohne Berücksichtigung der Kupferverluste, die bei dem obigen Beispiel eines 10 KVA-Transformators weniger als 1,6 bzw. 3,2 % ausmachen, zu

$$\eta_{Jahr} = \frac{1}{1{,}48} 100 = 67{,}6\,\% \text{ bzw. } = \frac{1}{1{,}16} 100 = 86{,}2\,\%.$$

Bei neuen Elektrizitätswerken, die noch nicht die nötigen Anschlüsse haben, steigt der mittlere jährliche Eisenverlust auf 30 %

und höher. Für die Berechnung des Kohlenverbrauches ist daher der Eisenverlust der Transformatoren von grofser Bedeutung. In zusammenhängenden Netzen für Beleuchtung schaltet man zuweilen zur Verminderung der Leerverluste im Sommer einige Transformatoren aus. Für die Bemessung der **Maschinenleistung** im Kraftwerk kommt selbstverständlich nicht der mittlere jährliche Wirkungsgrad der Transformatoren, sondern der Wirkungsgrad bei Vollast in Betracht.

h) Es ist für ausreichende **Kühlung** des Transformators zu sorgen, die je nach Leistung und Spannung verschieden.

α) Natürliche Kühlung (Luft-, Trockentransformatoren), Wärmeabführung an die umgebende Luft durch natürlichen Umlauf, bis gegen 33 000 V ausführbar. Höchste Erwärmung in ^{0}C $\Theta = 1200 : a$, $a =$ Kühlfläche in qcm für 1 Watt Verlust (spezifische Kühlfläche) also für $\Theta = 60^0$, $a = 20$ qcm/W.

β) Druckluftkühlung: selten verwendet, besonderes Gebläse (Ventilator) und trockene, staubfreie Luft erforderlich, bis max 33000 V. Höchste Erwärmung $\Theta = \frac{1700}{1 + 1{,}1\sqrt{v} + 0{,}44\,v} \cdot \frac{1}{a}$ (nach Pichelmayer), worin v die Geschwindigkeit der Luft in m/sk.

γ) Oelkühlung: Der Transformator steht in Oel, und dieses gibt Wärme an Luft ab. Sehr vielfach verwendet bis zu beliebigen Spannungen, zuweilen besonderer Oelumlauf durch Taschen oder Rippen gesichert; Transformator-Uebertemperatur $\Theta = 500 : a$, Oelübertemperatur $\Theta = 1200 : a'$.

δ) Oeltransformatoren mit Wasserkühlung: Besondere Kühlschlangen oben in das Oelgehäuse gesetzt, oder bei sehr grofsen Einheiten (über 2000 KVA) Kühlung des durch Oelpumpen umlaufenden Oels aufserhalb des Oelgefäfses, so dafs das Oel keine zu berücksichtigende Uebertemperatur besitzt; dann $\Theta = 300 : a$, also für $\Theta = 60^0$ $a = 5$ qcm/W.

Bei γ) und δ) wird das Oelgefäfs mit angegossenen oder aufgeschweifsten Kühlrippen zwecks besserer Wärmeabgabe an die Luft versehen.

Die nach den **Normalien** des **V. d. E. zulässige Temperaturzunahme** s. S. 865.

Die Leistung ist in kVA mit Angabe des Leistungsfaktors, die Spannungen sind entsprechend der Uebersetzung bei Leerlauf und die Art der Schaltung nach S. 920 zu nennen. Ueberlastungen um 25 % während $^1/_2$ Stunde, um 40 % bei 3 min Dauer und solcher Temperatur, dafs die zulässige nicht überschritten wird, müssen möglich sein. Isolationsproben S. 898.

8. Phasentransformatoren oder Induktionsregler.

Ein asynchroner Motor ist ein allgemeiner Transformator mit verschiedener Frequenz im primären und sekundären Teil; bei Stillstand ein gewöhnlicher Transformator, weil Schlüpfung $\sigma = 0$. Man kann also primär Hochspannung zuführen und die an der sekundären Windung erhaltene Spannung verwenden, etwa zur Regelung von

Phase oder Gröfse in einer damit in Reihe geschalteten Leitung. Konstruktion wie üblich, aber Drehung durch selbstsperrende Schnecke verhindert. Bei kleiner Verdrehung von der sekundären gegen die primäre Spule kann die sekundäre Spannung nach Phase und Gröfse verändert werden.

4. Drehstrom-Gleichstrom-Umformer.

Um Drehstrom in Gleichstrom umzuwandeln oder umgekehrt, wird entweder eine mit einem Motor gekuppelte Dynamo benutzt (Motorgenerator), oder es sind zu diesem Zwecke die Drehstrom- und Gleichstromwicklung auf einem Anker untergebracht, oder die Gleichstrom- und Drehstromwicklung sind ein und dieselbe (Einankerumformer).

1. Bei dem **Einankerumformer** wird in den mit Schleifringen versehenen Anker einer Gleichstrommaschine Drehstrom, Zwei- oder Einphasenstrom geleitet und von dem Stromwender (Kommutator) Gleichstrom abgenommen.

Die normale Gleichstromwicklung ist also einerseits an den Kommutator, anderseits an 3 bzw. 2 (oder mehr, s. u.) Schleifringe angeschlossen; das Feld wird vom erzeugten Gleichstrom mit Nebenschlufs- oder Doppelschlufswicklung erregt. Da die Maschine als synchroner Drehstrommotor mit Gleichstromerregung läuft, kann sie auch erst nach Erreichung des Synchronismus parallel geschaltet werden, bei Uebererregung auch zur Phasenregelung dienen (vgl. S. 912, u. b). Die **Spannung** des zugeführten Wechselstroms steht zur erzeugten Gleichspannung in festem Verhältnis. Dies ist bei verschiedenem Verhältnis $\alpha = b/\tau$ (vgl. S. 899 ff.) von Polbogen b zu Polteilung τ

	für sinusförmiges Feld	für $\alpha = 0{,}70$	0,65	0,60
bei Einphasen	0,71	0,71	0,73	0,75
„ Dreiphasen	0,61	0,62	0,64	0,66
„ Zweiphasen	0,50	0,50	0,52	0,53

wobei die Gleichspannung stets höher ist. Bei Drehstrom und sinusförmigem Feld ist z. B. für 500 V Gleichspannung die Spannung zwischen zwei Leitungen $500\,\frac{\sqrt{3}}{2\sqrt{2}} = 500 \cdot 0{,}61 = 305$ V. Für höhere Drehstromspannung deshalb Transformator stets erforderlich.

Vorteil der Einankerumformer: geringe Abmessungen, hoher Wirkungsgrad. **Nachteil** gegenüber Motorgeneratoren: geringere Freiheit bei der Regelung des Gleichstroms. Beim Vergleich mit den Motorgeneratoren ist zu beachten, dafs deren Motoren u. U. als Hochspannungsmotoren ausführbar sind, während den Einankerumformern bei Fernübertragung stets ein Transformator vorzuschalten ist.

Der **Anker** wird gleichzeitig vom Wechselstrom und Gleichstrom durchflossen. Ersterer ist angenähert sinusförmig, letzterer infolge Stromwendung rechteckig. Da der eine Motor-, der andere Generatorstrom ist, wirkt die Differenz beider erwärmend auf die Spulen, während die Ankerrückwirkung für die Wattströme sich aufhebt, also

kleinere Abmessungen als Gleichstromdynamos. Eine Gleichstromdynamo der Leistung 1 kann als Umformer liefern bei gleicher Erwärmung

Phasenzahl =	1*)	3	4	6
Verlustfrei, $\cos\varphi = 1$	0,85	1,34	1,64	1,96
Bei 4 % Verlust an Reibung und Hysteresis, $\cos\varphi = 1$	0,825	1,31	1,61	1,94
Bei 4 % Verlust und 30 % wattlosem Strom	0,80	1,22	1,45	1,67

Wattlose Ströme werden durch Gleichstrom nicht kompensiert und ergeben die gleiche Ankerrückwirkung wie beim Synchronmotor. Nacheilende Ströme verstärken, voreilende schwächen das Feld. Wird also die Erregung verkleinert, dann entstehen nacheilende Ströme, die den Fehlbetrag an Feld decken; wird die Erregung vergröfsert, so entstehen voreilende Ströme, die den Ueberschufs an Feld vernichten. Also ist die Wirkung der Regelung des Feldes beim Umformer die gleiche in bezug auf die **Regelung der Gleichspannung**, wie bei Nebenschlufsmaschinen. Stärkere Erregung erhöht, schwächere vermindert Gleichspannung; jedoch nur in mäfsigen Grenzen anwendbar, weil sonst Stabilität des Parallelbetriebes als Synchronmotor gefährdet.

Wird eine Regelung der Gleichstromspannung in weiten Grenzen verlangt, so sind auf der Wechselstromseite Zusatztransformatoren mit Regelvorrichtung oder auf der Gleichstromseite Zusatzmaschinen anzuwenden; doch kann man mittels einer von Gleichstrom durchflossenen Hauptschlufswicklung auf dem Magnetfeld eine Kompoundierung bzw. Veränderung der Spannung erzielen. Erhöhung der Spannung bei stärkerer, Verringerung bei schwächerer Erregung ergibt sich auch, wenn man in die Zuleitung zum kompoundierten Einankerumformer passende Selbstinduktion einschaltet, durch die Rückwirkung der wattlosen Ankerstörme auf diese Selbstinduktion. (Bei Bahnanlagen in Amerika vielfach verwendet.)

Das **Anlassen** erfolgt bei vorhandener Akkumulatorenbatterie am vorteilhaftesten von der Gleichstromseite aus (Synchronisiervorrichtung, S. 940, vorsehen) oder durch einen abkuppelbaren kleinen asynchronen (Anwurf-)Motor von höherer Umlaufzahl als der Umformer mit Anlafswiderstand zur Geschwindigkeitsregelung. Anlassen vom Mehrphasennetz aus möglich und neuerdings mit Stufentransformator oft angewendet. (Gefahr hoher Spannungen in der Feldwicklung und grofse Phasenverschiebung, Polarität unbestimmt.)

Arbeitet der Umformer als Gleichstrom-Wechselstrom-Umformer (Verwendung nur selten), so ist gegen Durchgehen infolge Feldschwächung durch Ankerrückwirkung bei stark induktiver Belastung Vorsorge zu treffen (Fliehkraftregler oder Hülfserregerdynamos).

Die **Polzahl** ist durch die Frequenz festgelegt, $2\,p = \frac{120\,\nu}{n}$, zuweilen für Gleichstromteil hoch. Dies kann vermieden werden durch

*) Einphasen-Einankerumformer sind wegen der schlechten Ausnutzung, und da Gleichstrom schwach pulsierend, nicht zu empfehlen.

2. **Kaskadenumformer.***) Schalte einen Induktionsmotor mit p_1 Polpaaren an ein Drehstromnetz und verbinde seinen Rotor, z. B. zwölfphasig (an 12 um je 30 elektrische Grade von einander entfernten Punkten), mit dem Anker einer Gleichstrommaschine von p_2 Polpaaren. Dann läuft das Aggregat bei synchronem Gang mit $n = \frac{60\,\nu}{p_1 + p_2}$ Uml./min. Anlauf als Asynchron-Drehstrommotor, dann Erregung der Gleichstrommaschine und synchroner Gang. Vorteil: Unabhängigkeit der Statorspannung des Drehstromteils von der beliebig regelbaren Gleichspannung, hoher Wirkungsgrad (2 bis 3 % höher als bei Motorgenerator). Nachteil: Zwei Maschinen, einigermafsen verwickelte Schaltung und Ingangsetzung.

Zulässige **Erwärmung** und verlangte **Ueberlast der Umformer**, ferner **Bestimmung des Wirkungsgrades** durch Messung s. Normalien für die Bewertung und Prüfung von elektrischen Maschinen und Transformatoren des V. d. E. und S. 865.

V. Schaltung und Regelung der Stromerzeuger.

Ueber **Regelung der Stromverbraucher** s. u. VI, Eigenschaften verschiedener Stromsysteme und Wahl, S. 951 ff., ferner auch S. 892 u. 916.

In den auf S. 929 bis 939 gegebenen Abbildungen bedeutet:

A Ausschalter,
MaA Maximalausschalter,
MiA Minimalausschalter,
U Umschalter,
SS Schutzschalter,
T Trennschalter,
TmH Trennumschalter mit Hülfskontakt,
S Sicherung,
St Steckkontakt,
Str Stromzeiger,
× *Str* Stromzeiger mit Ausschlag nach zwei Richtungen,
Sp Spannungszeiger,
Le Leistungszeiger,
Spt Spannungsteiler,
Freq Frequenzmesser,
StrTr Stromtransformator,
SpTr Spannungstransformator,
EZS Einfachzellenschalter,
DZS Doppelzellenschalter,
Anl Anlasser,
RW Regelwiderstand,
MR Magnetregler,
NR Nebenschlufsregler.

1. Schaltungen für Gleichstrom.

a. Zweileiteranlagen.

1. Abb. 76: Schaltung zweier parallel zu schaltender **Nebenschlufsmaschinen.**

Der Nebenschlufs der Maschinen wird vorteilhaft, wie in dieser und den folgenden Abbildungen, mit einem Pol unmittelbar

*) Ausführliche Behandlung s. Arnold u. la Cour, Der Kaskadenumformer, Stuttgart, F. Enke.

an die Sammelschienen angeschlossen, um eine schnellere Erregung der zuzuschaltenden Maschinen zu erhalten und Umpolarisation auszuschliefsen (durch Einschalten des einen Hauptausschalters, in Abb. 76 des linken). Es sind also je zwei einpolige Ausschalter an Stelle eines zweipoligen erforderlich, ferner weil der eine Hauptausschalter (in Abb. 76 der rechte) mit Rücksicht auf die die Schenkel sonst gefährdenden Induktionsströme erst geöffnet werden darf, wenn die Schenkel abgeschaltet sind, s. auch S. 931 u. 933.

Abb. 76.

2. Abb. 77. Schaltung zweier parallel zu schaltender **Verbundmaschinen.**

Es ist hierfür die Anordnung einer besonderen Ausgleichleitung erforderlich, deren Widerstand kleiner sein mufs, als die Widerstände der Hauptstromwicklungen der Maschinen zusammen gerechnet. Ohne eine solche Ausgleichleitung liegt die Gefahr der Umpolarisation vor, und es ist nicht möglich, die Belastung auf die Maschinen richtig zu verteilen. Die Ausgleichleitung ist auch für parallel zu schaltende **Hauptstrommaschinen** erforderlich.

Abb. 77.

3. Bei Verwendung einer **Akkumulatorenbatterie** hängt die Schaltung in erster Linie davon ab, wie die Batterie geladen werden soll. Dies kann geschehen:

α) durch Erhöhung der Spannung der Hauptmaschine,

β) durch Verwendung einer Zusatzmaschine bei Regelung der Hauptmaschine auf Netzspannung,

γ) in einzelnen Reihen bei unveränderlicher Spannung der Hauptmaschine.

α) Erhöhung der Spannung der Hauptmaschine
(durch Verstärkung des Feldes oder Erhöhung der Umlaufzahl).

Bei Verwendung eines Einfachzellenschalters (Abb. 78) ist es nicht möglich, während des Ladens Lampen zu speisen, auch bildet die Batterie während des Ladens keine Augenblicksaushülfe. Gleichwohl ist diese Schaltung wegen ihrer Einfachheit und der geringen Schaltzellenzahl des Einfachzellenschalters (S. 934) für kleine Anlagen, die nur abends Licht abgeben und tagsüber laden, zu empfehlen. Die Verwendung eines Doppelzellenschalters (Abb. 79) ermöglicht es, auch während des Ladens Lampen zu brennen. Die Batterie bildet dann, falls ihre Entladestromstärke gleich der Stromstärke der Dynamomaschine ist, eine volle Augenblicksaushülfe für die letztere. Ist die Entladestromstärke der Batterie kleiner, so wird die Schaltung vorteilhaft durch Hinzufügung einer Notleitung so abgeändert, dafs bei Störung an

der Maschine nur höchstens ein der zulässigen Batteriestromstärke entsprechender Teil der Lampen Strom von der Batterie erhält (in Abb. 79 gestrichelt angegeben).

Abb. 78.

Abb. 79.

Die gröfste zulässige Ladestromstärke der Batterie sollte bei dieser Schaltung nicht erheblich kleiner sein als die Dynamoleistung, weil anderenfalls auch bei gröfserem Strombedarf im Netz während des Ladens eine Vollausnutzung der Dynamo- bzw. Kraftmaschinenleistung mit Rücksicht auf die zwischen Lade- und Entladehebel liegenden Zellen unmöglich ist, oder es sind diese Zellen für eine gröfsere Stromstärke zu bemessen.

Bemerkung zu Abb. 78, 81 (Hauptmaschine), 83. Die *MiA* müssen bei Inbetriebsetzung von Hand geschlossen gehalten werden oder eine Einrichtung besitzen, die den von Hand eingelegten Schalter geschlossen hält, solange noch kein Strom durch ihn geflossen ist. Sobald Strom den Schalter durchfliefst, wird die Verriegelung aufgehoben; bei Rückstrom bzw. schon vorher bei Abnehmen des Stromes unter einen bestimmten Niedrigstwert arbeitet dann der Schalter wie ein gewöhnlicher Minimal- (Nullstrom-) Ausschalter. Diese Einrichtung ist erforderlich, um zunächst den linken Schalter (s. Abb.) einlegen und die Maschine fremd erregen zu können. Der rechte Schalter (s. Abb.) darf nicht *MiA* sein, da bei selbsttätigem Ausschalten die Erregung plötzlich unterbrochen würde, wenn die Sammelschienen nicht von einer anderen Stromquelle her unter Spannung stehen (Gefährdung durch Induktionsströme, S. 933).

Bei Eigenerregung statt Fremderregung kann die erwähnte Einrichtung an den *MiA* fortfallen (Abb. 79); auch in Abb. 78, 81, 83 ist Eigenerregung möglich, wobei vor Erregung der rechte Schalter einzulegen ist.

Vielfach bei den Hauptmaschinen gröfserer Anlagen und den Maschinen für Erregung in Drehstromzentralen meist, nimmt man gewöhnliche Ausschalter anstatt der *MiA* oder besser *MaA* mit Rückstromausschaltung.

β) Laden der Batterie mit Zusatzmaschine.

Bei unveränderlicher Spannung der Hauptmaschine bildet die Ver-

Abb. 80.

Abb. 81.

wendung einer Zusatzspannung die Regel (Abb. 80 u. 81). Wird

ein Einfachzellenschalter genommen (Abb. 80), so ist es wohl möglich, dafs während des Ladens auch Lampen gespeist werden, die Batterie bildet aber nur bei Verwendung eines Doppelzellenschalters (Abb. 81) auch während des Ladens eine Augenblicksaushülfe. Die unter α) gegebene Einschränkung tritt hier nicht auf.

Abb. 82 gibt die Schaltung für den besonderen Fall, dafs eine **Verbundmaschine** mit einer Batterie parallel arbeitet. Der eine Pol der Batterie ist nicht unmittelbar an die Sammelschienen, sondern an denjenigen Pol der Maschine anzuschliefsen, von dem die Hauptstromwicklung abzweigt.

Abb. 82.

Abb. 83.

γ) Laden der Batterie in einzelnen Reihen.

Diese Anordnung stellt sich in der Anlage billiger als eine Zusatzmaschine, ist aber wegen des Energieverlustes in Widerständen während des Ladens im Betriebe teurer. Eine Schaltung für gleichzeitige Ladung der Batterie in zwei Reihen ist in Abb. 83 dargestellt. Einer der EZS kann unter entsprechender Erhöhung der Schaltzellen des anderen fortfallen. Abb. 92 unter „Schaltungen für Drehstrom" zeigt eine Schaltung für Aufladen der Batterie in 3 Teilen (Micka-Schaltung).

4. Die **Magnetwicklung** der Dynamomaschinen ist zur Vermeidung einer Durchschlagsgefahr stets so an die Sammelschienen anzuschliefsen, dafs sie, auch wenn der zugehörige selbsttätige Ausschalter in Tätigkeit tritt, noch in einem geschlossenen Stromkreis liegt, und sich der Induktionsstrom verlaufen kann (S. 933).

b. Dreileiteranlagen.

Der aus der Ungleichheit der Belastung beider Netzhälften sich ergebende Nulleiterstrom mufs zum Kraftwerk zurückfliefsen können.

Dreileiteranlagen mit Batterie können zur Not ohne besondere Ausgleichvorrichtungen bei Anschlufs der Batteriemitte an den Nullleiter betrieben werden, wobei die für die Spannung der Aufsenleiter gebauten Dynamomaschinen nur an diese angeschlossen werden; dabei ist es jedoch erforderlich, dafs zwar nicht die jeweilige, wohl aber die durchschnittliche Belastung beider Netzhälften annähernd die gleiche ist, was durch häufiges Umschalten der Anschlüsse von der Plus- auf die Minusseite und umgekehrt erreicht werden kann. Die Betriebsbereitschaft der Anlage ist von der Batterie abhängig.

Um die den Betrieb sehr erschwerenden häufigen Umschaltungen zu vermeiden, werden auch bei Dreileiteranlagen mit Batterie Ausgleichvorrichtungen angewendet, u. zw. die folgenden drei, die den Betrieb auch ohne Batterie gestatten und dann unentbehrlich sind:

Abb. 84.

1. Zwei hintereinander geschaltete Dynamomaschinen, zwischen denen der Nulleiter abgezweigt ist (Hopkinson). Die beiden Dynamomaschinen werden in der Regel von einer gemeinsamen Maschine angetrieben.

2. Dynamomaschine für Aufsenleiterspannung in Verbindung mit einer Ausgleichmaschine (E. Thomson). Vgl. Abb. 84.

3. Dreileitermaschine, an der aufser der Aufsenleiterspannung die Mittelspannung unmittelbar abgenommen werden kann.

Abb. 85.

Die Schaltungen nach Abb. 81 u. 83 sind in doppelter, hintereinander geschalteter Ausführung mit Anschlufs der Batteriemitte an den Nulleiter ohne weiteres für Dreileiteranlagen verwendbar. Es genügt jedoch im allgemeinen, ein oder zwei Dynamomaschinen für die halbe Aufsenleiterspannung auszuführen und die etwa noch weiter erforderlichen Maschinen mit der ganzen Spannung an die Aufsenleiter anzuschliefsen.

Abb. 84. Dreileiteranlage mit einer Haupt-Dynamomaschine für Aufsenleiterspannung, einem Paar Lademaschinen (je eine Maschine für die halbe Ladespannung der Batterie), einer Zusatzmaschine und einer Ausgleichmaschine, letztere unmittelbar miteinander gekuppelt. Die Zusatzmaschine bildet eine Aushülfe für die Lademaschinen und kann auch fehlen. Im allgemeinen werden die Lademaschinen zum Aufladen der Batterie benutzt werden, wenn sie dauernd als Augenblicks-

aushülfe dienen soll. Beim Aufladen mit der Zusatzmaschine kann die Batterie nicht zur Stromlieferung benutzt werden, oder die Schaltung mufs bei Fortfall der Lademaschinen entsprechend Abb. 81, S. 930 geändert werden.

Bemerkung. Wegen des Ausschalters in der Erregerleitung der Ausgleichmaschine siehe 2a, unten, Abschalten der Erregung.

Abb. 85. Dreileiterschaltung mit Spannungsteiler (v. Dolivo-Dobrowolsky) und Doppelzellenschalter. Spannungserhöhung der Dynamomaschine beim Laden erforderlich oder statt dessen sind Zusatzmaschinen (zweckmäfsig für jede Netzhälfte eine) oder Lademaschinen wie in Abb. 84 vorzusehen.

c. Das **Parallelschalten von Gleichstrommaschinen** zueinander und zu einer Batterie erfordert, dafs der zuzuschaltende Stromerzeuger zuvor auf die Spannung der im Betriebe befindlichen gebracht wird. Beim Abschalten einer Dynamomaschine ist zuvor deren Stromstärke möglichst auf null herab zu regeln.

2. Regelung der Gleichstrommaschinen.

a) **Regelung durch Veränderung der Erregung von Hand** mittels eines verstellbaren Widerstandes, der bei Nebenschlufsmaschinen mit der Magnetwicklung in Reihe geschaltet ist. Diese Art der Regelung ist die bei weitem gebräuchlichste, oft in Verbindung mit c). — Bei Hauptschlufsmaschinen wird ein Reglerwiderstand der Magnetwicklung parallel geschaltet.

Beim **Abschalten der Erregung** soll die Magnetwicklung in sich kurzgeschlossen werden, damit sich der Extrastrom verlaufen kann und nicht die Wicklung durchschlägt (vgl. S. 931 u. Abb. 76 bis 83).

Zu diesem Zweck erhält der Regler einen Kurzschlufskontakt oder der Handausschalter einen solchen, der die Erregerwicklung über einen induktionsfreien Widerstand schliefst, oder der Handausschalter Kohlekontakte und Langsamschaltung (Funkenziehung und allmähliche Stromabnahme). In besonderen Fällen schaltet man statt obiger Mittel zur Erregung einen induktionsfreien Parallelwiderstand von etwa 4- bis 5 fachem Wert des Widerstandes der Erregung parallel zu dieser; auch lassen sich die Maschinen durch Spulenkästen aus Kupfer oder besondere Dämpferwicklungen so dämpfen, dafs die Erregung ohne Gefahr plötzlich ausgeschaltet werden kann.

b) **Selbstregelung durch die Wicklung** (bei Verbundmaschinen), für Lichtbetrieb bei Landanlagen jetzt selten (die Veränderung der Spannung durch Erwärmung der Dynamomaschine macht ohnehin ein Nachregeln mit dem Nebenschlufsregler erforderlich), dagegen sehr oft bei Schiffsanlagen, bei denen ohne ständige Wartung bei Laständerung hinreichende Unveränderlichkeit der Spannung verlangt wird.

Für Betriebe mit stark und schnell wechselnder Belastung (kleinere und mittlere Strafsenbahnanlagen ohne Pufferbatterie) sind Verbundmaschinen zu empfehlen.

c) **Selbsttätige Regelung** des Regelwiderstandes. Ein Relais (Auslösevorrichtung), durch eine Spannungsspule betätigt, wirkt auf einen Motor derart ein, dafs der Regelhebel des Widerstandes in dem einen oder anderen Sinne bewegt wird; bei Anlagen mit starken, jedoch nicht zu kurzzeitigen Belastungsschwankungen vorteilhaft, s. auch S. 941.

d) **Regelung durch Veränderung der Umdrehungszahl** von Hand oder selbsttätig.

3. Regelung der Blei-Akkumulatoren.

(Vgl. auch S. 858 ff.)

Akkumulatoren, die nur zum Spannungsausgleich dienen und nur für ganz kurze Zeit Strom abzugeben und aufzunehmen haben, werden bei Anlagen, bei denen es auf genaue Innehaltung einer bestimmten Spannung weniger ankommt, meist ohne besonderen Zellenschalter mit den Nebenschlufsmaschinen der Anlage parallel geschaltet (s. auch unter d), S. 935).

Für Lichtanlagen sind Zellenschalter anzuwenden, die nicht selten [ähnlich wie die Widerstände, s. oben unter c)] selbsttätig wirksam gemacht werden.

a) **Gesamtzellenzahl.** Die erforderliche Gesamtzellenzahl z ergibt sich, wenn man die niedrigste Zellenspannung zu 1,83 Volt (S. 860) annimmt, aus

$$z = \frac{E_2 + e_{max}}{1{,}83},$$

worin e_{max} den gröfsten bei der Entladung vorkommenden Spannungsverlust im Netz und E_2 die erforderliche Spannung an den Verbrauchstellen bedeuten.

Bei normal (mit Spitze) verlaufenden Belastungskurven von städtischen Kraftwerken, in denen die Batterie im Hauptbetriebe parallel zu den Dynamomaschinen entladen wird, kann mit einer geringsten Zellenspannung von 1,87 statt 1,83 Volt gerechnet werden:

$$z = \frac{E_2 + e_{max}}{1{,}87},$$

weil ohnehin der Betrieb so geregelt werden mufs, dafs zur Zeit des stärksten Verbrauches und gröfsten Netzverlustes die Batterie noch nicht ganz erschöpft ist, und weil infolge des Abfallens der Verbrauchskurve der Netzverlust schon geringer geworden ist, wenn die Batteriespannung auf 1,83 Volt für 1 Zelle gefallen ist.

Bei Pufferbatterien kann mit etwa 2 bis 2,1 Volt Zellenspannung gerechnet werden, s. auch S. 935 u. 992.

b) Die **Schaltzellenzahl** ergibt sich wie folgt:

Beim **Einfachzellenschalter** (Abb. 78, 80, 82 und 83) kommt für die Bemessung der Schaltzellenzahl nur die höchste Entladespannung jeder Zelle in Betracht, welche praktisch $= 2{,}1$ Volt angenommen werden kann. Ist z die Gesamtzellenzahl, E_2 die erforderliche Spannung an den Verbrauchstellen, e_{min} der bei der kleinsten vorkommenden Netzbelastung eintretende Leitungsverlust in Volt, so ist die Zahl der

nicht abschaltbaren Zellen:

$$z_1 = \frac{E_2 + e_{min}}{2{,}1}$$

Schaltzellen:

$$z_s = z - z_1.$$

Beim **Doppelzellenschalter** (Abb. 79, 81, 84 u. 85) sind die Zellen während der Ladung an das Verbrauchsnetz angeschlossen; daher ist bei Bestimmung der Zahl der nicht abschaltbaren Zellen mit einer Einzelladespannung von 2,75 Volt zu rechnen und demgemäfs

$$z_1 = \frac{E_2 + e_{min}}{2,75} \quad \text{und} \quad z_s = z - z_1,$$

also z_s erheblich gröfser als beim Einfachzellenschalter.

Wenn für den kleinsten Netzverlust nähere Anhaltspunkte fehlen, setze man ihn gleich 0 bis 1 %; man ist dann in der Wahl der Ladezeit ungebunden.

Die Zahl der Zellenschalterleitungen ist um 1 gröfser als die Zahl der Schaltzellen bzw. Schaltzellengruppen.

Die Kontaktzahl des Zellenschalters kann sowohl beim Einfach- wie beim Doppelzellenschalter kleiner als die Zahl der Schaltzellen genommen werden, sobald Spannungschwankungen von etwa 4 Volt zulässig sind, wie häufig in Fabrikbetrieben oder überhaupt bei Anlagen mit 220 Volt und mehr; oder es wird eine Hülfszelle oder Hülfszellengruppe vorgesehen, durch deren Zuschaltung zwischen je zwei Zellenschalterkontakten jedesmal eine Zwischenstufe erhalten wird.

Für **Dreileiteranlagen** gelten die vorstehenden Regeln, wenn die Spannung E_2, der Spannungsverlust e_{max}, e_{min} und die Zellenzahlen z, z_1, z_s für die Netzhälfte verstanden werden.

c) **Ladespannung und Zusatzspannung.** Da die gröfste Ladespannung für 1 Zelle 2,75 Volt (bis 2,85 bei Laden mit vollem Strom) beträgt, ist die erforderliche Ladespannung der Batterie $E_l = 2,75\, z$ Volt.

Diese hohe Spannung ist jedoch nur bei der ersten Ladung erforderlich und wird dann zweckmäfsig entweder durch eine mehrreihige Schaltung oder durch ausnahmsweise hohe Steigerung der Umlaufzahl der Betriebsmaschine erreicht.

Im regelrechten Ladebetriebe sind zur Zeit der höchsten Ladespannung die äufsersten Schaltzellen, die weniger stark entladen wurden, bereits abgeschaltet, wofür man bei mittleren Betriebsverhältnissen 15 % aller Zellen rechnen kann, wenn die Restzellen ihre höchste Ladespannung erreichen, so dafs

$$E_l = 0,85 \,.\, 2,75\, z \sim 2,3\, z \text{ Volt}$$

gewählt werden kann.

Wird mit Hülfe einer besonderen Zusatzmaschine geladen, so mufs, wenn während des Ladebetriebes Lampen brennen sollen, die Zusatzspannung e_z sein

$$e_z = E_l - (E_2 + e_{min}).$$

d) **Schaltung von Pufferbatterien.** Pufferbatterien können ihren Zweck, Ausgleich der Belastungschwankungen derart herbeizuführen, dafs die Generatoren entsprechend der **durchschnittlichen** Energieentnahme annähernd gleichmäfsig belastet sind, nur dann erfüllen, wenn die Klemmenspannung der Batterie im richtigen Mafse geändert wird. Die Batteriespannung mufs, sobald der Energieverbrauch des Netzes den Mittelwert überschreitet, gleich der Entladespannung sein und mit wachsender Energieentnahme weiter ansteigen, so dafs auch

die Entladestromstärke wächst. Umgekehrt mufs sie über den Wert der Ladespannung gesteigert werden, sobald das Netz weniger als die Durchschnittsenergie entnimmt, so dafs dann die Batterie anfängt, Energie aufzunehmen. Abb. 86 gibt ein Bild des Spannungsverlaufs einer Pufferbatterie beim Laden und Entladen, Ladestrom und Entladestrom normal und gleich stark vorausgesetzt.

Sind derartige Spannungschwankungen ausnahmsweise im Netze zulässig, so ist es das einfachste, die Zufuhr des Kraftmittels zur Antriebmaschine der Dynamo von Hand einstellbar zu machen und nur einen Regler gegen Durchgehen anzubringen, so dafs die Drehzahl der Antriebsmaschine und dementsprechend auch die Spannung der Gleichstromdynamo mit wachsender Belastung stark sinken.

Abb. 86.

Mufs dagegen die Netzspannung annähernd unveränderlich sein, so ist zwischen Netz und Batterie eine **Zusatzmaschine** zu schalten, die bewirkt, dafs die Batteriespannung in der für richtige Entladung und Ladung nötigen Weise geändert wird. In der in Deutschland bisher am meisten angewendeten, von **Pirani** angegebenen Schaltung (Abb. 87) wird die Zusatzmaschine durch die Batterie erregt (oder eine die Erregung der Zusatzmaschine speisende Hülfserregerdynamo). Dieser Batterieerregung wirkt die durch eine zweite Feldwicklung vom Netzstrom hervorgerufene Erregung entgegen und hebt sie bei mittlerem Netzstrom gerade auf.*) Vollkommener als diese an sich sehr einfache und meist ausreichende Anordnung ist die in England zuerst benutzte **Lancashire**-Zusatzmaschine (Abb. 88). Die Zusatzmaschine wird hierbei nicht vom Netzstrom erregt, sondern vom Generatorstrom, so dafs die sehr geringen Schwankungen des letzteren

Abb. 88.

Abb. 87.

die erforderliche Zusatzspannung erzeugen müssen. Um die Wirkung zu verstärken, ist die Zusatzmaschine aufser mit der an der Netzspannung liegenden Wicklung ab noch mit einer an den eigenen Ankerklemmen liegenden Wicklung ef sowie mit einer die Eigenverluste im Anker ausgleichenden Hauptstromwicklung gh ausgerüstet.

*) ETZ 1906, S. 252, und El. Kraftbetr. u. B. 1908, Heft 9.

Abb. 89 zeigt den Anschlufs einer **Pufferbatterie an ein Drehstromnetz** mit einer von Schröder angegebenen Schaltung. Der vom Netz verbrauchte Strom beeinflufst mit Hülfe eines Reihenschlufstransformators einen Einankerumformer, von dessen Gleichstromseite eine auf dem Magneten der Pufferdynamo angebrachte Hülfswicklung gespeist wird. Die Spannung der Pufferdynamo wird dadurch in Abhängigkeit von der Stärke des Drehstroms derart geregelt, dafs die Batterie die Belastungschwankungen ausgleicht und der Generator gleichmäfsig belastet wird.

Abb. 89.

4. Schaltungen für Drehstrom.

Abb. 90, zwei parallel zu schaltende Generatoren mit angebauter Erregermaschine und Schnellregler. Letzterer arbeitet nur auf einen

Abb. 90.

Abb. 91.

Generator, was zur Haltung gleichbleibender Sammelschienenspannung ausreicht. Die Erregung der nicht an den Schnellregler angeschlossenen Maschine wird auf möglichst geringen wattlosen Strom fest eingestellt. Bei den Trennschaltern unterbrechen die an diesen vorgesehenen Hülfskontakte den Stromkreis der Parallelschalteinrichtung (s. S. 940) für den abgeschalteten Teil, um zu verhindern, dafs dieser durch den Mefstransformator versehentlich unter Spannung gesetzt wird.

Abb. 91, einpolig gezeichnete Abänderung des Schaltbildes Abb. 90, jedoch mit Doppel - Sammelschienen (vgl. Abb. 93) und für den Fall, dafs sich die Drehstromgeneratoren nicht für die Fernleitungspannung bauen lassen. Alle Apparate zwischen Transformatoren und Generatoren sind fortgelassen, erstere sind bei Ausführung der Schaltanlage als Teile der Generatoren zu betrachten.

Abb. 92.

Abb. 92, zwei parallel zu schaltende Generatoren mit Umformern oder Motorgeneratoren und Batterie für die Erregung. Die Batterie ist derart in drei Teile geteilt, dafs keine besondere Zusatzmaschine für das Aufladen nötig ist (S. 931). Die dritte Gleichstromschiene ermöglicht den unabhängigen Betrieb eines Drehstromgenerators für Versuchs- oder an-

dere Zwecke. Die eine der Gleichstromschienen ist an Erde gelegt, um das Entstehen von Hochspannung im Niederspannungsstromkreis entsprechend den Vorschriften des V. D. E. zu verhindern.

Abb. 93, einphasig gezeichnetes Schema für zwei parallel zu schaltende Generatoren mit angebauten Erregermaschinen und Schnellregler. Letzterer wie in Abb. 90 nur auf einen der Generatoren arbeitend. Fernleitungspannung in Transformatoren erzeugt. Sowohl für die Generatoren als auch für die Oberspannungseite der Transformatoren Doppelsammelschienen vorgesehen. Der Anschlufs an das eine oder das andere Sammelschienensystem erfolgt mit Hülfe von Trennschaltern. Die früher vielfach angewendeten Ringsammelschienen

Abb. 93.

Abb. 94.

haben sich als nicht zweckmäfsig erwiesen. Auf der Primärseite haben die Transformatoren lediglich Schutzschalter, Maximalschalter sind nur für die Fernleitungen vorgesehen.

Abb. 94 zeigt den Anschlufs einer Hochspannungs-Fernleitung für eine sehr hohe Spannung, etwa 100 000 Volt, an die Generator-Sammelschienen und die dabei verwendeten Schutzvorrichtungen gegen Ueberspannungen. Hierfür sind zwischen dem Transformator und den

Sammelschienen eine Drosselspule und ferner vor Eintritt der Fernleitung ins Freie nochmals eine Drosselspule und Hörnerblitzableiter mit Oelwiderständen eingebaut. Die Maximalschalter sind als Schutzschalter ausgebildet und mit motorischem Antrieb ausgerüstet.

5. Parallelschaltung und Parallelbetrieb der Wechselstrom- und Drehstromgeneratoren.

1. Die **Parallelschaltung** von Drehstromgeneratoren (vgl. S. 906) erfordert, dafs die Maschinen gleiche Spannungskurven besitzen und ihre Anschlufsklemmen richtig an die Ausschalter und Sammelschienen angeschlossen sind, so dafs die Spannungen zeitlich zusammenfallen. Sie kann ausgeführt werden, wenn die Spannungen annähernd gleich sind, die Frequenzen übereinstimmen und die Phasen der Spannungskurven zeitlich zusammenfallen.

Um den richtigen Anschlufs der Klemmen festzustellen, ist vor der ersten Parallelschaltung zwischen die einander entsprechenden Pole eine der Spannung entsprechende Zahl von Glühlampen zu schalten, oder es ist ein Motor abwechselnd an die einzelnen Maschinen anzuschliefsen. Glühen die Lampen nicht, oder läuft der Motor bei Anschlufs an die verschiedenen Maschinen stets in der gleichen Richtung, so sind die Maschinen richtig angeschlossen.

Die Vorrichtung zum jedesmaligen Vergleichen der Phasen besteht in ihrer einfachsten Form aus einer Glühlampe und einem parallel dazu geschalteten Spannungszeiger **(Phasenvergleicher).** Beide sind so an die Maschinen zu legen, dafs sich bei Uebereinstimmung der Phasen die Spannungen an der Lampe und dem Spannungszeiger in jedem Augenblick gegenseitig aufheben, so dafs die Lampe erlischt und der Spannungszeiger auf null zeigt (vgl. Abb. 90).

Statt dieser einfachsten Form sind vielfach Phasenvergleicher in Benutzung, die aufser der Phasengleichheit noch anzeigen, ob die zuzuschaltende Maschine schneller oder langsamer als die in Betrieb befindlichen läuft **(Periodenvergleicher),** so dafs der Sinn, in dem die Geschwindigkeit der zuzuschaltenden Maschine verändert werden mufs, stets abgelesen werden kann. Sie bestehen z. B. in einer Anzahl von Glühlampen, die in geeigneter Schaltung auf die parallel zu schaltenden Maschinen geschaltet werden und, je nachdem die zuzuschaltende Maschine zu rasch oder zu langsam läuft, in der einen oder anderen Drehrichtung nacheinander aufleuchten, oder in einer Gruppe von Magnetpaaren, die gleichfalls mit den parallel zu schaltenden Maschinen verbunden werden und einen Zeiger in der einen oder anderen Richtung sich drehen lassen.

Statt dieser Periodenvergleicher sind empfehlenswerter **Doppelfrequenzmesser,** die unmittelbar die Frequenz der aufs Netz geschalteten und zuzuschaltenden Maschine abzulesen gestatten (Zungenfrequenzmesser System Frahm, Hartmann & Braun u. a.). Schaltung Abb. 90.

2. Der **Parallelbetrieb,** d. h. seine betriebsichere Aufrechterhaltung ohne erhebliche Ausgleichströme zwischen den Generatoren, setzt die Einhaltung gewisser Bedingungen voraus. Zu unterscheiden sind die nachstehenden Fälle α) und β), vgl. auch S. 906.

α) **Gleichmäfsiges Kraftmoment an der Welle des Drehstromgenerators.** (Wasser- und Dampfturbinen, sowie Kolbenkraftmaschinen, wenn diese den Drehstromgenerator mittels Riemens antreiben.) Die Aufrechthaltung des Parallelbetriebes macht keine Schwierigkeiten. Es ist zur richtigen Verteilung der Last auf die parallel arbeitenden Maschinen nur erforderlich, dafs bei allmählichem Uebergang von Leerlauf zu Vollast die Drehzahl gleichmäfsig um etwa 4 % abnimmt. Ferner mufs es zum Parallelschalten möglich sein, die Drehzahl der leerlaufenden Maschine auf diejenige der voll belasteten herabzusetzen. Die Verteilung der Last auf die parallel arbeitenden Generatoren kann nur durch Veränderung der Energiezufuhr zur Kraftmaschine mittels Eingriffes am Regler geregelt werden. Veränderungen in der verhältnismäfsigen Stärke der Felderregung der Generatoren ändern nur die wattlosen Ströme, die auf ein Mindestmafs herabzuregeln sind.

β) **Ungleichmäfsiges Kraftmoment an der Welle der Drehstrommaschine.** (Unmittelbare Kupplung mit Dampfmaschinen, Gasmaschinen, Dieselmotoren usw.) Die Regelungseinrichtungen der Kraftmaschine müssen derart wirken, dafs, ausgehend von beliebiger Belastung zwischen Leerlauf und Vollast, bei etwa 25 % Belastungsschwankung die Drehzahl um nicht mehr als etwa 2 bis 3 % schwankt. Bei allmählichem Uebergang von Leerlauf auf Vollast soll die Drehzahl gleichmäfsig um etwa 6 % sinken. Es mufs zum Parallelschalten möglich sein, die Drehzahl der leerlaufenden Maschine auf diejenige der voll belasteten einzustellen. Bei unveränderlicher Belastung sollen die während mehrerer Umdrehungen aufgenommenen Indikatordiagramme in ihrem Flächeninhalte um nicht mehr als etwa 15 % voneinander abweichen, und zwar bei allen vorkommenden Belastungen. Bei Gasmaschinen müssen Fehlzündungen und Aussetzer bei jeder Belastung nach Möglichkeit ausgeschlossen sein. Unbedingt zu vermeiden sind mehrere aufeinander folgende Aussetzer und Fehlzündungen. Dämpferwicklungen in den Magnetpolen der Generatoren erhöhen die Sicherheit des Parallelbetriebes. Hinsichtlich der Lastverteilung gilt im übrigen das unter α) Gesagte.

6. Regelung der Spannung der Dreh- und Wechselstromgeneratoren.

Die Regelung der Spannung geschieht ähnlich wie bei Gleichstromgeneratoren durch Einschalten von Widerständen in den Magnetstromkreis der Generatoren. Eine Spannungsregelung durch Aenderung der Umlaufzahl ist wegen der Aenderung der Frequenz bei Motorenbetrieb ausgeschlossen.

Unabhängig vom Maschinisten kann die Generatorenspannung durch selbsttätige Regelungsvorrichtungen annähernd unveränderlich gehalten werden. Zu unterscheiden sind träge Selbstregler und Schnellregler.

1. Bei den **trägen Selbstreglern** werden die im Magnetstromkreis der Drehstromgeneratoren liegenden Regelungswiderstände in Abhängigkeit von der Generatorspannung stufenweise ein- und ausgeschaltet.

Dieses kann z. B. dadurch erreicht werden, dafs der Stufenschalterhebel des Widerstandes im einen oder anderen Sinne entweder durch einen Motor gedreht wird, der mittels Relais von der Drehstromspannung geschaltet wird, oder von einem durchlaufenden Hülfsmotor mit Hülfe eines Wendegetriebes mit elektromagnetischen Kupplungen, die ebenfalls durch ein Relais von der Generatorspannung betätigt werden. In ähnlicher Weise sind noch andere Hülfsvorrichtungen zur Erreichung des gleichen Zweckes ausgeführt worden. Um bei der magnetischen Trägheit der Eisenmassen des Generators ein zu starkes Ueberregulieren zu verhindern, mufs die Geschwindigkeit, mit der die Kontakte ein- und ausgeschaltet werden, niedrig bleiben, weshalb in Anlagen mit starken Belastungschwankungen und gleichzeitigem Betrieb von Beleuchtungsanlagen die Spannungschwankungen sich mit diesen Einrichtungen nicht in den erforderlichen Grenzen halten lassen. Sie werden daher immer mehr verdrängt durch die

2. **Schnellregler.** Diese Apparate beruhen im wesentlichen darauf, dafs ein Regelungswiderstand fortwährend ganz kurzgeschlossen und ganz eingeschaltet wird. Der Widerstand ist so bemessen, dafs die durch ihn beeinflufste Spannung des Drehstromgenerators bei eingeschaltetem Widerstand zu niedrig und bei ausgeschaltetem Widerstand zu hoch sein würde. Die magnetische Trägheit der Eisenmassen der Maschine läfst es zu, dafs lediglich durch Regelung der Ein- und Ausschaltdauer die Spannung des Drehstromgenerators auf der gewünschten Höhe gehalten werden kann.

Abb. 95.

Um nicht zu grofse Energiemengen schalten zu müssen, wodurch sich die Kontakte rasch abnutzen würden, wird nicht der im Magnetstromkreis des Drehstromgenerators liegende Widerstand, sondern ein Widerstand im Magnetstromkreis der **Erreger**maschine durch den Apparat betätigt. Abb. 95 zeigt in einfachster Form das Schema eines von der **AEG** gebauten Schnellreglers System **Tirrill.***) Der im Magnetstromkreis der Erregermaschine *a* liegende Widerstand *w* kann durch die Kontakte *kl* kurzgeschlossen werden. Diese werden betätigt durch die von der Drehstromspannung abhängige Spule *s* und die von der Erregermaschinenspannung beeinflufste Spule *r*. Da die Spannung der Erregermaschine fortwährend in weiten Grenzen sich ändert, so findet ein dauerndes Oeffnen und Schliefsen der Kontakte *kl* statt, und die Zeitdauer des Schliefsens und Oeffnens ist allein abhängig von der Kraft, mit der der Kontakt *k* durch den Kern der Spule *s* gegen den Kontakt *l* gedrückt wird. Bei den ausgeführten Apparaten liegt zwischen den Kontakten *kl* und dem Widerstand *w* noch ein Zwischenrelais, dessen Kontakte für gröfsere Energiemengen bemessen sind.

*) Vgl. ETZ 1907 S. 1202.

Der Schnellregler der **Siemens-Schuckert-Werke** unterscheidet sich von dem Tirrilregler dadurch, dafs sowohl das Spannungsrelais *s* als auch das an den Ankerklemmen der Erregermaschine liegende sogenannte Zitterrelais *t* zusammen auf ein einziges schwingendes System wirken. Die wichtigsten Teile dieses Reglers sind in dem Schema Abb. 96 dargestellt. Als Spannungsrelais ist in der Darstellung ein kleiner Drehstrommotor *s* angegeben; durch den Kontakt *kl* wird ein für gröfsere Energiemengen gebautes Zwischenrelais *b* betätigt, das den im Magnetstromkreis *e* der Erregerdynamo *a* liegenden Widerstand *w* ein- und ausschaltet. *c* ist ein Kondensator zur Verminderung der Funkenbildung.

Abb. 96.

Bei den Schnellreglern mufs die Erregermaschine einen Ueberschufs an Erregerenergie liefern können, da die Erregermaschine bei kurzgeschlossenem Magnetwiderstand eine erhöhte Spannung liefern soll. Bei mehreren, parallel arbeitenden Generatoren genügt es im allgemeinen, den Schnellregler auf einen einzigen Generator arbeiten zu lassen.

Dadurch, dafs das Spannungsrelais durch eine besondere Spule auch vom Strom beeinflufsbar gemacht wird, läfst sich eine **Compoundierung** erzielen derart, dafs die Spannung an entfernt liegenden Speisepunkten unveränderlich bleibt, indem der Spannungsverlust in der Zuleitung bei jeder Strombelastung gedeckt wird.

7. Ausführung der Schaltanlagen.

a. Allgemeines.

Bei Ausführung von Schaltanlagen sind allgemein folgende Gesichtspunkte in erster Linie zu beachten:*)

1. Ausreichende Sicherheit gegen Feuersgefahr, Betriebstörungen und zufällige Berührung stromführender Teile.

   Der Abstand ungeschützter Spannung gegen Erde führender Teile von der gegenüberliegenden Wand ist ausreichend mit 1 m bei Nieder-, 1,5 m bei Hochspannung, zwischen beiderseitig ungeschützten Teilen 2 m (nach § 9 der Errichtungsvorschriften des V. d. E.).**)

2. Gute Uebersichtlichkeit.
3. Gute Zugänglichkeit aller Teile; eine Forderung, die nur erfüllt werden kann, wenn genügend Raum zur Verfügung gestellt wird, Raumbedarf vgl. d) Ausgeführte Anlagen, S. 945.
4. Genügende Erweiterungsfähigkeit, u. zwar auch über das für die ersten Jahre in Frage kommende Mafs hinaus.

---

*) Vgl. die Vorschriften für die Errichtung elektrischer Starkstromanlagen nebst Ausführungsregeln des V. d. E., Verlag J. Springer, Berlin; und die im allgemeinen übereinstimmenden Sicherheitsvorschriften des E. V. W. (bei Spielhagen & Schurich, Wien.)

**) Der E. V. W. (vorige Anm.) verlangt (§ 49 und 50) bis 300 V Wechsel-, 600 V Gleichstrom 0,75 m Abstand bzw. 1,5 m bei beiderseitig stromführenden Teilen, 2 m lichte Höhe; bei höheren Spannungen gut isolierten (auch gegen Wand usw.) Bedienungsgang von 1 m Breite und 2 m Höhe.

b. Anlagen für Niederspannung,

nach den Errichtungsvorschriften des V. d. E.*) solche bis 250 V zwischen den Leitern oder zwischen Leiter und Erde.

Die Apparate und Instrumente werden auf Marmortafeln angebracht, die an einem meist freistehenden Eisengerüst befestigt sind, kleinere Tafeln auch an der Wand. Die Verbindungsleitungen zwischen den Apparaten und Instrumenten werden auf der Rückseite der Tafeln untergebracht, die Regelwiderstände der Generatoren sowie die auf Isolatoren sitzenden Sammelschienen an dem Eisengerüst befestigt. Bei grofsen Schaltanlagen ist eine Unterteilung nötig, derart etwa, dafs auf der Hauptschalttafel nur die Apparate und Instrumente der Generatoren und auf einer zweiten hinter oder unter jener liegenden Schalttafel die Apparate und Instrumente der Abzweigungen, ferner Isolationsprüfer usw. untergebracht sind. Die Anordnung beider Schalttafeln übereinander erschwert die Bedienung und ist daher weniger günstig als diejenige in gleicher Höhe.

c. Anlagen für Hochspannung.

Untere Spannungsgrenze s. unter b.

Auf der **Bedienungsseite** der Schalttafel ist Hochspannung an Apparaten und Instrumenten ganz zu vermeiden. Die mit Hochspannung arbeitenden Teile der Anlage sind entweder auf der Rückseite der Bedienungstafeln oder besser in getrennt von diesen stehenden Gerüsten unterzubringen. Bei grofsen Schaltanlagen ist eine Unterteilung in Generatoren- und Verteilungschaltanlage zweckmäfsig. Die Bedienungsteile wie Schaltergriffe, Handräder der Regelungswiderstände und die Instrumente können befestigt werden an

Blech- oder **Marmortafeln, Schaltsäulen** oder **Schaltpulten.**

Die beiden letzteren haben den Vorteil, dafs sie dem Schalttafelwärter zugleich eine gute Uebersicht über den Maschinenraum geben.

Die **Gerüste** für die Hochspannungschalter, Mefstransformatoren usw. sind so anzuordnen, dafs alle Einzelteile bequem zugänglich sind und möglichst wenig Isolatoren und Wanddurchführungen, die stets Fehlerquellen bilden, erforderlich werden. Sie werden zweckmäfsig aus isolierendem Stoff, wie Asbestschiefer, Xylolith, Duroplatten oder dgl., hergestellt und in einzelne Zellen, je 1 für jeden Generatorabzweig usw., eingeteilt, wobei die Zellen voneinander durch Zwischenwände getrennt sind. Werden die Zellen auch nach oben und unten durch isolierende Wände abgeschlossen und die Trennschalter aufserhalb der Zellen untergebracht, so kann man durch Oeffnen der Trennschalter die einzelnen Schaltzellen ganz spannungslos machen und so an den Schaltern usw. ohne jede Gefahr arbeiten. Auch werden die Zellen in Beton oder Zementmauerwerk hergestellt, was aber die Bauzeit (Montage) verlängert.

Doppelsammelschienen und die zu den Oelschaltern gehörenden **Trennschalter** sind möglichst so unterzubringen, dafs die einander entsprechenden Trennschalter gleichzeitig beobachtet werden können, um Verwechslungen bei ihrer Bedienung zu vermeiden.

*) Vgl. Anm. S. 940 und Spannungsangabe in vorstehender Anm.

Die vor den Gerüsten erforderlichen **Schutzgitter** sind als Türen in festen Angeln oder als Schiebetüren auszubilden. Abhebbare Gitter können bei unvorsichtiger Handhabung zu Störungen Anlafs geben.

Alle Schutzgitter, Schutzgehäuse, Eisengerüste, Gehäuse von Schaltern und Transformatoren usw. sind auf das sorgfältigste zu **erden**.*) Der Querschnitt der Erdleitungen ist reichlich zu bemessen. Gute Erdung aller nicht stromführenden Metallteile einer Schaltanlage ist für die Betriebsicherheit von gröfster Wichtigkeit.

Abb. 97.

Schnitt a-b Schnitt c-d

Generatorenzellen

Ueberspannungsschutz

Grundriß, Erdgeschoß

Drehstrom-Sammelschienen

Drehstromverteilung

Gleichstromverteilung

Pulte für Generatoren, Umformer und Parallelschaltung

Bei beschränkten Raumverhältnissen ist u. Umst. die Zusammensetzung der Schaltanlage oder eines Teiles aus **ausfahrbaren Schaltzellen** vorteilhaft. Jede dieser Zellen enthält alle zu einem Abzweig oder einem Generator gehörenden Apparate und Instrumente.

Transformatoren, die mit der Schaltanlage vereinigt werden, sind nach Möglichkeit in getrennten, feuersicher von der Schaltanlage abgeschlossenen Räumen aufzustellen, die entsprechend der Leistung der Transformatoren zu lüften sind. Letztere werden zweckmäfsig mit Temperaturkontakten versehen, die derart mit der Schaltanlage und den Transformatorenschaltern verbunden sind, dafs bei Ueberschreitung der zulässigen Oeltemperatur zunächst ein Signal an der Schaltanlage ertönt und bei weiterer Steigerung der Transformator selbsttätig abgeschaltet wird.

d. Beispiele ausgeführter Anlagen.

Abb. 97 zeigt eine Anlage für 2000 V Betriebspannung. Schalt-

*) Vgl. Errichtungsvorschriften des V. d. E. § 3c, 4, 9b, 15, 21b; s. auch S. 949 und 4. Mefsinstrumente.

anlage für die Generatoren, Umformer usw. getrennt von der Schaltanlage für Verteilung. Hochspannungsgerüste aus Duroplatten zusammengesetzt. Sammelschienen nach dem Doppelsammelschienensystem ausgebildet und derart angeordnet, dafs die beiden Sammelschienensysteme gleichzeitig beobachtet werden können. Vierte Sammelschiene für Anschlufs eines aufschreibenden Wattmeters vorgesehen.

Abb. 98 stellt eine Anlage für 6000 V Betriebspannung dar. Für Generatoren und 6000 V-Abzweige gemeinsame Bedienungschalttafel, für 500 V-Verteilung getrennte Schalttafel vorgesehen. Sammelschienen ähnlich wie in Abb. 93 ausgebildet und angeordnet. Für den 6000 V-Teil der Anlage Phasentrennung an Sammelschienen und Leitungen durchgeführt. Vierte Sammelschiene für Anschlufs eines aufschreibenden Wattmeters angeordnet.

Abb. 98.

Schnitt a-b

Schnitt c-d. Schnitt e-f

In Abb. 99 u. 100 sind Schaltkästen für Einzelaufstellung und Aufstellung in Gruppen dargestellt. Abb. 99 zeigt einen gufseisernen Schaltkasten für 500 V. Der Hebel des Schalters ist seitlich angebracht, um die nicht ungefährliche Anordnung eines Schlitzes in der Mitte des Kastens zu vermeiden. Vor den Sicherungen liegt ein Deckel, der nur bei geöffnetem Schalter sich öffnen läfst, während der Schalter andererseits nicht geschlossen werden kann, solange der Sicherungsdeckel offen steht. Für die Zu- und Ableitung sind Kabelendverschlüsse angebracht. Bei dem in Abb. 100 dargestellten Schaltkasten, der hauptsächlich für Einzelaufstellung in Verbindung mit Motoren bestimmt ist, ist noch ein Anlafswiderstand vorgesehen. Bei dem Schaltkasten (Abb. 101) sind keine Sicherungen eingebaut, sondern statt dessen der als Oelschalter ausgebildete Schalter mit selbsttätiger Aus-

Abb. 101.

Abb. 100.

Abb. 99.

lösung verbunden. Der Oelschalter ist so angeordnet, dafs der Oelkessel zum Nachsehen der Kontakte bei offenem Trennschalter gesenkt werden kann. Vor dem Oelschalter sind Trennschalter angebracht. Oberhalb des Schalters sind Spannungs- und Stromzeiger vorgesehen; auch ein Zähler läfst sich an dem Kasten unterbringen. Derartige Schaltkasten lassen sich für Einzel- oder Gruppenaufstellung und für Spannungen bis 10 000 V verwenden und finden gegenwärtig weitestgehende Anwendung.

e. Elemente der Schaltanlagen.

1. **Schalter.** Ihre Ausführung richtet sich nach der Spannung und der abzuschaltenden Leistung. Für Niederspannung und kleine Leistungen **Dosenschalter,** für gröfsere Leistungen **Messerschalter** mit offenen, leicht auswechselbaren Kontakten. Für Gleichstromanlagen mit einer Spannung von 500 Volt, wie Bahnanlagen, gleichfalls offene Messerschalter, meistens Schalter mit Höchststromauslösung. Die Kontakte sind dabei hinter der Schalttafel, d. h. der zufälligen Berührung unzugänglich, anzuordnen.

Für ein- und mehrphasige Hochspannungsanlagen **Oelschalter***), für sehr hohe Spannungen als **Mehrkesselschalter,** d. h. für jede Phase mit einem besonderen Oelkessel, für gewöhnlich als **Einkesselschalter** ausgeführt, wobei die Kontakte aller drei Phasen in einem gemeinsamen Kessel untergebracht sind. Die Oelschalter sind in der Regel **selbsttätige** Schalter, die entweder in allen drei Phasen oder nur in zwei Phasen **Höchststromauslösung** erhalten. Es empfiehlt sich, in Drehstromanlagen mit Nulleiter die Oelschalter mit drei Auslösungen auszurüsten und ebenso in Drehstromanlagen ohne Nulleiter die Schalter für Generatoren, wichtige Speiseleitungen und alle Freileitungen, während für Schalter, die nahe an den Motoren oder Transformatoren liegen, im allgemeinen zwei Auslösungen genügen. An den Auslösevorrichtungen wird **Zeiteinstellung** vorgesehen, um verhüten zu können, dafs kurzzeitige Ueberschreitungen der zulässigen Stromstärke ein Ausschalten bewirken. Die Auslöser der Generatorenschalter sind derart einzustellen, dafs sie mit Sicherheit später als die Schalter der einzelnen Abzweige ausschalten und das ganze Kraftwerk demnach nicht infolge von kurzen Belastungstöfsen spannungslos wird. Die Oelschalter sind so zu bauen und anzubringen, dafs der Oelkessel mit dem Oel gesenkt werden kann, um die Kontakte nachzusehen. Häufig werden die Schalter ausfahrbar gemacht. Für die Bemessung der Schalter mit selbsttätiger Auslösevorrichtung sind nicht nur die Spannungen und die zu übertragenden Leistungen mafsgebend, sondern vor allen Dingen die gegebenenfalls bei K u r z s c h l u f s a b z u s c h a l t e n d e L e i s t u n g, also bei den Abzweigschaltern in dem Kraftwerk die gesamte Generatorenleistung.

Zum Einschalten grofser, mit Spannungen von etwa 5000 Volt und mehr arbeitender Motoren, von grofsen, mit ähnlichen Spannungen arbeitenden Transformatoren, von langen Hochspannungskabeln usw.

*) Vgl. „Richtlinien für die Konstruktion und Prüfung von Wechselstrom-Hochspannungsapparaten von einschl. 1500 Volt Nennspannung aufwärts", aufgestellt vom Verband Deutscher Elektrotechniker.

haben sich **Schutzschalter** als sehr zweckmäfsig erwiesen. Bei ihnen erfolgt das Einschalten über einen Widerstand, dessen Gröfse von Fall zu Fall zu bestimmen ist.

Die **Betätigung der Schalter** erfolgt von den auf der Bedienungsschalttafel sitzenden Griffen durch Gestänge, Seilübertragung oder dgl. (Gestänge vorzuziehen), oder durch elektrische Uebertragung mit Hülfe eines an den Schalter angebauten Motors oder Magneten.

2. **Trennschalter.** Um an den Oelschaltern arbeiten zu können, müssen sie an den Eintritts- und Austrittskontakten spannungslos gemacht werden, zu welchem Zwecke vor, und gegebenenfalls auch hinter den Oelschaltern **Trennschalter** anzuordnen sind. Dieses sind einfache, meist durch Schaltstangen zu bedienende Messerschalter, deren Kontakte nur bei Anlagen mit sehr hohen Spannungen unter Oel liegen. Sie sind nur zur Abschaltung stromloser Teile der Anlagen, nicht als Leistungsschalter bestimmt, so dafs nur Ladefunken, keine Energiefunken an ihnen auftreten.

3. **Zellenschalter zum Abschalten der Schaltzellen von Akkumulatorenbatterien.** Bei kleinen Stromstärken auf der Schalttafel, bei grofsen Stromstärken in der Nähe der Batterie unterzubringen und dann mit motorischem Antrieb für Fernsteuerung zu versehen. Gleitkontakte mit Hülfswiderstand auszurüsten, um ohne Kurzschliefsen der Schaltzellen und Stromunterbrechung die Zellenzahl verändern zu können.

4. **Mefsinstrumente: Stromzeiger** beruhen auf der Verwendung α) eines Hitzdrahtes, dessen Länge sich unter dem Einflusse des Stromes ändert, oder β) eines in eine vom Strom durchflossene Spule gezogenen Eisenkerns oder γ) nur bei Gleichstrom einer stromdurchflossenen drehbaren Spule im Felde eines permanenten Magneten (Deprez-d'Arsonval), oder δ) einer vom Strom durchflossenen festen und einer beweglichen Spule, die aufeinander wirken (Präzisionsinstrumente, für Wechselstrom mit Gleichstrom eichbar), oder ε) nur bei Wechselstrom, auf der Erzeugung eines Drehfeldes (Ferraris), dessen Gröfse von der Stromstärke abhängt.

Aehnlich sind die **Spannungszeiger** gebaut, während die in Drehstromanlagen aufserdem erforderlichen **Leistungszeiger** nur nach δ) oder ε) gebaut sind, wobei eine Strom- und eine Spannungsspule vorgesehen sind, die ein Drehmoment entwickeln, das dem Produkt Strom $\times$ Spannung $\times$ cos φ entspricht.

Die Mefsinstrumente werden unmittelbar oder bei α) bis δ) durch Nebenschlufs eingeschaltet, bei Wechselstrom und Hochspannung oder starken Strömen durch Mefstransformatoren (Abb. 92, 95 u. 96), wobei Personalgefährdung durch Berührung der Instrumente bei Uebertritt von Hochspannung durch Schutz-(Ueberschlag-)sicherungen oder Erdung einer Klemme zu beseitigen ist (S. 945 u. Abb. 92 S. 938).

Bei den **Wattstundenzählern** wird ein Zählwerk betrieben durch einen kleinen nach Art eines Gleichstrommotors gebauten Motor, dessen Anker an der Spannung liegt, dessen Feldspulen vom Strom durchflossen werden und dessen geleistete Arbeit durch eine im Feld eines permanenten Magneten umlaufende Scheibe abgebremst wird (Motorzähler für Gleich- und Wechselstrom), oder von zwei Pendeln eines selbsttätig elektrisch aufgezogenen Uhrwerks werden durch Strom- und Spannungsspulen das eine beschleunigt, das andere verzögert und der

Unterschied der Schwingungen gezählt (Aronzähler für Gleich- und Wechselstrom) oder eine das Zählwerk treibende Scheibe wird durch ein durch Strom- und Spannungsspule auf verschiedene Weise erzeugtes Drehfeld in Umdrehung gesetzt (Induktionszähler, nur für Wechselstrom). Anschlufs der Zähler wie Strom- und Spannungszeiger.

5. **Schmelzsicherungen.** Fast nur noch in Niederspannungsanlagen angewendet. Die Stromstärke, bei der die Streifen abschmelzen, wird durch die Dauer der Ueberlastung, die Höhe der gerade vorhergehenden Belastung, die Temperatur der umgebenden Luft usw. beeinflufst. Keine Gewähr dafür vorhanden, dafs gleichzeitig alle zwei bzw. drei Leitungen unterbrochen werden. In Beleuchtungsanlagen meistens als Patronensicherungen mit unverwechselbaren Patronen ausgeführt.

6. **Ueberspannungsschutzapparate.***) Vgl. a. Abb. 94 S. 939. Der Zweck dieser Apparate ist, diejenigen Elektrizitätsmengen, die durch atmosphärische Entladungen oder durch Vorgänge innerhalb der Anlage das Potential der Anlage unzulässig erhöhen, abzuleiten. Zu unterscheiden sind solche Apparate, die **dauernd** geringe statische Ladungen abführen und solche, die die Ableitung **stofsweise** bewirken, dann aber gröfsere Mengen ableiten. Einrichtungen der ersteren Art sind zweckmäfsig bei allen mit mehreren 1000 Volt arbeitenden Freileitungen vorzusehen. Sie bestehen in der Hauptsache in **Widerständen von hoher Ohmzahl** (Wasserstrahlerder oder besser feste Widerstände), die zwischen jede Phase und Erde gelegt werden, so dafs dauernd ein geringer Strom (0,1 bis 0,15 A) zur Erde fliefst. Die Apparate der zweiten Art unterscheiden sich untereinander durch die Dauer des Lichtbogens und die Art und Weise, wie er ausgelöscht wird. Bei den **Hörnerblitzableitern** bleibt der Lichtbogen verhältnismäfsig lange stehen, das Löschen erfolgt durch elektrodynamische Wirkung; um bei geringen Spannungen kleine Funkenstrecken, deren Länge durch Arbeiten der Blitzableiter oder Fremdkörper stark beeinflufst wird, zu vermeiden, werden gröfsere Funkenstrecken und Hülfsfunkenstrecken oder Potentialerhöhung an den Hörnern durch besonderen Schwingungskreis (Relaisblitzableiter) zur Einleitung der Funkenstrecke benutzt. Bei den **Rollenblitzableitern** wird der Lichtbogen fast augenblicklich wieder unterbrochen, hat also mehr den Charakter eines Funkens. Die eine verhältnismäfsig hohe Wärmekapazität besitzenden Rollen kühlen die Luft des Funkenweges wirkungsvoll ab, so dafs er, wenn der Wechselstrom den Wert Null durchlaufen hat, unter dem Einflufs der normalen Generatorspannung nicht wieder aufs neue übersprungen werden kann. In den **Erdstromkreis** zwischen Blitzableiter und Erde wird ein **Dämpfungswiderstand** geschaltet, in dem die durch die Ueberspannung frei werdende Energie in Wärme umgewandelt wird, und der daher genügende Wärmekapazität besitzen mufs (vgl. Abb. 94). Um bei Freileitungsanlagen (und auch Kabelnetzen) die Generatoren und einzelne Teile gegen Ueberspannungen zu schützen, werden vor die zu schützenden Teile **Drosselspulen** geschaltet, deren Windungszahlen und Abmessungen der Anlage angepafst sein müssen (vgl. Abb. 94).

---

*) Vgl. Leitsätze für den Schutz von elektrischen Anlagen gegen Ueberspannungen vom V. d. E., Verlag J. Springer, Berlin.

Für die Ueberwachung der Isolation der Anlage sind **Isolationsmesser** vorzusehen (für Vornahme der Messungen im Betriebe); als solche dienen mit Ohmskala versehene Voltmeter in besonderer Schaltung, auch bei Wechselstrom möglich, wobei mit einer dem Wechselstrom überlagerten Gleichstromhülfsspannung gemessen wird.

VI. Eigenschaften verschiedener Stromsysteme. Wahl des Systems.

Regelung der Motoren.

1. Gleichstrom.

Bei nicht zu grofsen Entfernungen eignet sich Gleichstrom für Beleuchtung und Kraftübertragung gleich gut. Der Stromabgeber (Kommutator) macht die Verwendung hoher Spannung schwierig. Höchste Spannung im allgemeinen 500 bis 600, selten 1000 Volt oder mehr (z. B. bei Bahnanlagen mit einzelnen langen Linien), ferner Gleichstrom-Hochspannungssystem Thury; für kleine Anlagen entsprechend weniger. Kurzschlufs gefährdet die Gleichstrommaschine.

Bei dem **System Thury** werden sämtliche Generatoren, die auf unveränderlichen Strom geregelt werden, und sämtliche Motoren, die als Verbraucher nur in Frage kommen und ihre Energie unmittelbar oder durch Umformung abgeben, in Reihe geschaltet; die Erde kann als Rückleitung benutzt werden.*)

Die **Stromverteilung** erfolgt in Zweileiter-, Drei- oder Mehrleiteranlagen (vgl. S. 928 bis 933 und S. 952 unter 3.); Vorteil der Mehrleiteranlagen ist Ersparnis an Leitungsstoff (vgl. S. 965), bei gleichem Spannungsunterschied am Stromverbraucher oder gegen Erde (wenn ein Mittelleiter geerdet ist). Regelung der Spannung im Verteilungsnetz S. 961.

Ausgleich der Belastungschwankungen ist durch Akkumulatoren möglich. Umwandlung der Spannung nur durch sich drehende und daher Wartung verlangende Transformatoren, deren Wirkungsgrad geringer ist als der ruhender (vgl. S. 917).

Der Stromverbrauch der Motoren ändert sich annähernd im gleichen Mafse wie die Belastung. Die Motoren gehen unter Last an. Hauptstrommotoren vertragen stärkere Ueberlastung als Nebenschlufsmotoren, während die Drehzahl mit wachsender Belastung in weitgehendem Mafse zurückgeht.

Für die **Regelung der Umlaufzahl der Motoren** kommen hauptsächlich folgende Wege in Frage (Anlafsvorrichtungen S. 893):

1. Regelung durch Aenderung der Feldstärke. Die Umlaufzahl von Gleichstrommotoren steigt und fällt bei unveränderter Ankerspannung im umgekehrten Verhältnisse zur Feldstärke. Mit Hülfe eines Regelwiderstandes, der bei Nebenschlufsmotoren vor die Feldwicklung, bei Hauptstrommotoren parallel zu ihr geschaltet wird, ist daher die Umlaufzahl bei annähernd unveränderlichem Wirkungsgrad

---

*) ETZ 1906, S. 1091.

in weiten Grenzen zu ändern. Bei Aenderung der Belastung bleibt die Umlaufzahl bei Nebenschlufsmotoren so gut wie unverändert. Normale Motoren gestatten eine Aenderung von ungefähr 15 (bis 25) %. Für weitergehende Aenderungen sind besondere Motoren, die bei höchster Umlaufzahl mit schwachem Felde arbeiten, erforderlich. Statt, wie meist üblich, mit Hülfe eines Widerstandes, kann die Feldstärke auch durch Teilung der Feldwicklung in einzelne Gruppen von Windungen, die nacheinander ausgeschaltet oder anfangs hintereinander und dann parallel geschaltet werden, verändert und dadurch die Umlaufzahl beeinflufst werden.

Die Aenderung der Umlaufzahl durch Feldregelung bedingt gröfsere Motoren, da die Anker nach der höchsten Stromstärke (meist bei höchster Umlaufzahl) zu bemessen sind, die Felder aber nur bei der kleinsten Umlaufzahl ausgenutzt sind; die Motoren sind daher so zu bemessen, dafs sie die höchste verlangte Leistung bei der kleinsten Umlaufzahl abgeben können (wobei die starke Ankerrückwirkung bei schwachem Feld besondere Beachtung verlangt: Wendepole und zur Vermeidung des Pendelns und Durchgehens Hülfskompoundwicklung), vgl. auch S. 887 u. 892.

2. Ein- und Ausschaltung einzelner Polpaare ist vielfach zum Bau von Sondermotoren benutzt worden, gestattet aber nur die Einstellung einiger weniger Umlaufzahlen, wenn nicht das Mittel unter 1. mit zu Hülfe genommen wird, und gibt teure Motoren.

3. Aenderung der Ankerspannung durch Einrichtung eines Mehrleiternetzes. Sobald in einer Anlage eine gröfsere Zahl von Motoren, deren Umlaufzahl veränderlich sein soll, aufzustellen ist, lohnt es sich, mit Hülfe von zwei oder mehr miteinander gekuppelten Dynamos ein Drei- oder Mehrleiternetz zu schaffen und die Anker der einzelnen Motoren abwechselnd an die einzelnen Spannungen zu legen. Vgl. S. 931, ferner Abb. 102, den Fall einer Vierleiteranlage mit 240 Volt Aufsenspannung darstellend, bei dem 6 verschiedene, gleichmäfsig anwachsende Spannungen am Motoranker zu erzeugen sind. Durch Zuhülfenahme von Feldbeeinflussung (von 1 : 2 bis 1 : 1,2) läfst sich eine feinstufige Regelung im ganzen Regelbereich (1 : 6) erzielen.

Abb. 102.

Die Wahl der nach geometrischer Reihe anwachsenden Spannungen 60, 80, 110 Volt ergibt 6 Stufen 60, 80, 110, 140, 190, 250 (1 : 4,16), innerhalb derer alle Umdrehungszahlen bei 1 : 1,3 Feldregelung zu erreichen sind.

4. Leonard-Schaltung. Eine dem Amerikaner Leonard zuerst patentierte Schaltung beruht auf demselben Mittel wie 3., erreicht jedoch eine beliebig feinstufige und weitgehende Aenderung der Ankerspannung dadurch, dafs die Spannung der den Motor speisenden (Steuer-)Dynamo zwischen null und ihrem Höchstwert mittels Nebenschlufswiderstandes geändert wird. Bei Anschlufs eines Motors an ein Netz ist eine besondere Dynamo, durch einen vom Netz gespeisten Motor angetrieben, aufzustellen. Der grofse Vorteil dieser Schaltung liegt darin, dafs die Umlaufzahl selbst von grofsen normal gebauten

Motoren ohne nennenswerte Verluste in Widerständen mit sehr kleinem und billigem Regelwiderstand geändert werden kann, dafs die Bewegungsenergie des Motorankers und der mit ihm verbundenen Massen fast bis auf null elektrisch abzubremsen und, von den Verlusten abgesehen, zurückzugewinnen ist. Das Mittel wird viel bei Betrieb von Bergwerksfördermaschinen, Walzwerken, Papiermaschinen, Kranen, Winden usw. angewendet. Abb. 103 zeigt die Schaltung in Verbindung mit einem Umschalter im Magnetstromkreis der Steuerdynamo zwecks Umschaltung der Drehrichtung des Motors.*)

Abb. 103.

5. Regelung mit Hülfe eines Widerstandes im Ankerstromkreis. Dieses Mittel ist am wenigsten wirtschaftlich, da der Energieverlust im Widerstand unmittelbar von der Stromstärke abhängt. Auch wird der für die volle Motorstromstärke zu bemessende Widerstand leicht grofs und teuer. Bei unveränderlichem Drehmoment geht der ganze Unterschied zwischen dem Energieverbrauch bei voller und dem bei verminderter Umdrehungszahl im Widerstand verloren, so dafs sich der Energieverbrauch tatsächlich nicht ändert. Bei abnehmendem Drehmoment, wie z. B. Antrieb von Zentrifugalpumpen, Ventilatoren usw., nimmt jedoch auch der Energieverbrauch ab, da nur das Produkt aus der Stromstärke und der abgedrosselten Spannung im Widerstand vernichtet wird, erstere aber sinkt mit dem Drehmoment, das bei Ventilatoren ungefähr mit dem Quadrat der Umlaufzahl bei sonst unveränderten Betriebsbedingungen abnimmt. Vom wirtschaftlichen Standpunkte aus ist dieses Mittel daher nur bei veränderlichem Drehmoment einigermafsen günstig, wird dagegen bei kleinen Motoren und nur geringfügiger Regelung der Billigkeit halber vielfach genommen, weil es die Beibehaltung normaler Motoren zuläfst. Mit Aenderung der Belastung ändert sich die abgedrosselte Spannung und damit die Umlaufzahl.

2. Wechselstrom.

Die gebräuchlichsten Systeme sind das Drehstrom- und das Einphasen-System; über andere Systeme S. 855. Ueber Frequenz (Periodenzahl) S. 958.

a) Drehstrom (verketteter dreiphasiger Wechselstrom).

Für Licht und Kraft gleich gut verwendbar, besonders geeignet zur Uebertragung grofser Energiemengen auf grofse Entfernungen. Maschinen und Motoren für Hochspannung wickelbar, ruhende Transformatoren mit gutem Wirkungsgrad. Bogenlampen erhalten einen Reflektor über dem Lichtbogen; mit kleinen besonderen Trans-

*) Hinsichtlich Hülfsschaltungen zur Beseitigung des Einflusses der magnetischen Remanenz und des veränderlichen Spannungsverlustes im Ankerstromkreis vgl. IX Elektr. Fördermaschinen, unter Genauigkeitsschaltungen S. 1007.

formatoren lassen sie sich einzeln an ein gewöhnliches Niederspannungsnetz (110 bis 220 Volt) sowie auch an ein Hochspannungsnetz anschliefsen.

Die **Stromverteilung** erfolgt bei geringen Entfernungen und Netzspannung gleich der Gebrauchsspannung unmittelbar; bei grofsen Entfernungen werden die Speiseleitungen mit hoher Spannung betrieben, die Verteilungsnetze unter Zwischenschaltung ruhender Transformatoren mit der Gebrauchsspannung, bei ausgedehnten Anlagen Hochspannungsverteilungsnetze (2000, 3000 oder 5000 Volt), die die engeren Gebiete wiederum durch Transformatoren speisen. Regelung der Spannung im Verteilungsnetz S. 961.

Die asynchronen Motoren gehen bei Benutzung eines in den Rotorstromkreis geschalteten Anlafswiderstandes (S. 916) unter voller Last an, vertragen starke Ueberlastungen und erfordern wenig Wartung. Für **Aenderung der Umlaufzahl** kommen hauptsächlich folgende Wege in Frage:

1. Aenderung der Frequenz (Periodenzahl). Durch Aenderung der Umlaufzahl des Generators ist die Frequenz und damit auch die von dieser unmittelbar abhängige Umlaufzahl der Motoren ohne Verluste in Widerständen in beliebig weiten Grenzen zu ändern. Praktisch anwendbar ist dieses Mittel nur dort, wo ein einzelner Motor von einem besonderen Generator gespeist werden kann, was selten vorkommt.

2. Motor mit Polumschaltung. Die Umlaufzahl der Motoren steht in umgekehrtem Verhältnis zur Polzahl. Durch deren Aenderung läfst sich daher auch eine Aenderung der Umlaufzahl erreichen. Da die Anzahl der abwechselnd einzuschaltenden Pole, um möglichst einfache Motoren zu erhalten, vorteilhaft zueinander im Verhältnis 1 : 2 oder 3 : 4 steht, liegen die Umlaufzahlen weit auseinander. Aufserdem gibt dies Mittel teure Motoren.

3. Kaskadenschaltung. Sobald an die Schleifringe des umlaufenden Teiles, der (aufser beim Kurzschlufsanker) gleichfalls Drehstrom, nur von geringerer, der Schlüpfung entsprechender Frequenz erzeugt, ein zweiter Motor mit seinem primären Teil angeschlossen wird und die Anker beider Motoren auf dieselbe Welle gesetzt oder durch Riementrieb usw. verbunden werden, erhält man die Möglichkeit, verschiedene Umlaufzahlen einzustellen. Die kleinste Umlaufzahl ist dann gleich derjenigen eines Motors, dessen Polzahl gleich der Summe der Polzahlen der einzelnen Motoren ist. Je nachdem nur der Hauptmotor oder dieser und in seinem Rotorstromkreis der Sekundärmotor eingeschaltet sind, erhält man zwei verschiedene Umlaufzahlen, oder wenn auch der Sekundärmotor allein einschaltbar gemacht wird, drei. Eine weitere Abstufung ist dadurch zu erreichen, dafs man den Sekundärmotor polumschaltbar macht. Für einen günstigen Gesamtwirkungsgrad soll der Sekundärmotor nicht mehr als höchstens vier Polsätze erhalten. Gegenüber polumschaltbaren Motoren ergibt sich hieraus für Kaskadenmotoren der Vorteil, dafs die verschiedenen Umlaufzahlen nahe beieinanderliegen, was sie z. B. für grofse Bergwerksventilatoren und andere Zwecke brauchbar macht. Die Kosten sind jedoch ebenso wie bei polumschaltbaren Motoren verhältnismäfsig hoch.

4. Widerstand im Rotorstromkreis. Die Umlaufzahl läfst sich mit Hülfe eines in den Rotorstromkreis geschalteten Widerstandes unter den dem Synchronismus entsprechenden Wert herabmindern, sobald der Motor belastet ist. In wirtschaftlicher Beziehung entspricht diese Regelungsart derjenigen mit einem Ankerwiderstand beim Nebenschlufsmotor (S. 953 unter 5.), d. h. bei gleichbleibendem Drehmoment bleibt auch der Energieverbrauch unveränderlich, während er bei abnehmendem Drehmoment gleichfalls abnimmt. Einigermafsen wirtschaftlich ist dieses Mittel deswegen nur im letzteren Falle, wird jedoch seiner Einfachheit halber, sowie, weil es die Beibehaltung normaler Motoren zuläfst, vielfach genommen.

5. Drehstrom-Serienmotor. Aehnlich wie beim Wechselstrom-Serienmotor (S. 956) ist der mit Kollektor ausgerüstete Rotor in Reihe an die Wicklung des feststehenden Teiles angeschlossen, jedoch erfolgt die Regelung der Drehzahl durch Bürstenverschiebung. Der Motor hat die Charakteristik eines Gleichstrom-Hauptstrommotors (SSW, Bergmann).

6. Doppelkollektormotor. Zwei Wechselstrom-Repulsionsmotoren, Dérimotoren (S. 957), werden in Scottscher Schaltung zu einem Motor mit zwei Kollektoren vereinigt und an das Drehstromnetz unmittelbar angeschlossen. Die Charakteristik auch dieses Motors gleicht derjenigen eines Gleichstrom-Hauptstrommotors (Brown, Boveri & Co.).

7. Regelumformer. An die Schleifringe eines gewöhnlichen asynchronen Drehstrommotors wird an Stelle eines Widerstandes ein Umformer angeschlossen, um die sonst im Widerstand vernichtete Energie nutzbar zu machen. In Frage kommen hauptsächlich folgende Anordnungen:

α) Die an den Schleifringen abgenommene Energie wird mit Hülfe eines Einanker-Umformers in Gleichstrom umgewandelt, der einen auf der Welle des Hauptmotors sitzenden oder mit ihm durch Riementrieb verbundenen Gleichstrommotor, den Hintermotor, speist. Die Drehzahl wird mit Hülfe eines im Magnetstromkreis des Hintermotors liegenden Widerstandes geregelt (Linsemann, Krämer, Heyland).

β) Die an den Schleifringen abgenommene Energie speist einen Drehstrom-Kollektormotor, der einen asynchronen Drehstromgenerator antreibt. Letzterer ist ans Netz angeschlossen. Statorwicklung und Kommutator des Drehstrom-Kollektormotors, erstere unter Vorschaltung eines Regeltransformators, sind an die Schleifringe des Hauptmotors angeschlossen, so dafs die Drehzahl des Kollektormotors von der Frequenz der Schleifringenergie unabhängig ist und durch diejenige des ans Netz angeschlossenen asynchronen Generators bestimmt wird. Die Regelung der Drehzahl erfolgt mit Hülfe des Regeltransformators (Scherbius).

γ) Die an den Schleifringen abgenommene Energie wird mit Hülfe eines Frequenzwandlers und eines Regeltransformators auf Frequenz und Spannung des Netzes umgeformt. Die Drehzahl des Hauptmotors wird mit Hülfe des Regeltransformators sowie durch Aenderung der Drehzahl des Frequenzwandlers geregelt (Heyland, SSW).

δ) Kollektor-Hintermotor. Die verlängerte Welle des Hauptmotors wird mit einem Drehstrom-Kollektormotor verbunden,

dessen Statorwicklung und Kommutator, erstere unter Vorschaltung eines Regeltransformators, an die Schleifringe des Hauptmotors angeschlossen werden. Die Regelung der Drehzahl des letzteren erfolgt mit Hülfe des Regeltransformators (Krämer).

b) Einphasiger Wechselstrom.

Maschinen und Motoren lassen sich bequem für hohe Spannungen bauen, ruhende Transformatoren mit gutem Wirkungsgrad. Für Bogenlampen gilt das für Drehstrom Gesagte, ebenso für die **Stromverteilung.**

Für die meisten motorischen Betriebe steht einphasiger Wechselstrom dem Drehstrom bis jetzt noch nach. Die gewöhnlichen asynchronen Wechselstrommotoren erfordern Anlafsvorrichtungen wenig einfacher Bauart (z. B. Erzeugung eines Drehfeldes durch Hülfsphase mittels Induktionsspule oder Kondensators, die nach dem Anlassen abgeschaltet werden, oder durch Kollektor, der nach dem Anlassen kurzgeschlossen wird, vgl. 2. Repulsionsmotor). Die jenen gegenüber vorteilhafteren Wechselstrommotoren mit Kommutator sind nach ihrem Schaltungsprinzip einzuteilen in Serien (Reihenschlufs-) motoren, Repulsionsmotoren, Repulsionsmotoren mit Ankererregung und Serien-Repulsionsmotoren.

Abb. 104.

1. Bei dem Wechselstrom-Serienmotor (Abb. 104) liegen Erregerwicklung FF und Ankerwicklung A wie beim gewöhnlichen Gleichstrom - Reihenschlufsmotor hintereinander. Das Magnetgestell besteht zur Vermeidung von Wirbelströmen ebenso wie der Eisenkörper des Ankers aus lamelliertem Eisen. Zur Erzielung funkenlosen Ganges sind besondere Hülfseinrichtungen am Motor, meist eine Wendepol- und Kompensationswicklung (C_1 C_2), erforderlich. Die Betriebseigenschaften des Wechselstrom-Reihenschlufsmotors sind die gleichen wie die des Gleichstrom-Reihenschlufsmotors. Er läuft unter starker Belastung an, ändert seine Umlaufzahl mit der Belastung und geht bei vollständiger Entlastung durch. Gegenüber dem asynchronen Drehstrommotor hat er den Vorteil, dafs er sich durch einfaches Umschalten auf einen Widerstand sicher bremsen läfst. Zum Anlassen wird in der Regel ein Stufentransformator verwendet, Umsteuern wie beim Gleichstromserienmotor durch Vertauschen des Anker- oder Erregeranschlusses.

2. Der Repulsionsmotor beruht auf der induktiven Erzeugung von Strom im Anker, dessen Kommutator durch eine feste, die Bürsten verbindende Leitung kurzgeschlossen ist, und der Wechselwirkung zwischen dem induzierten Ankerstrom und dem Wechselfelde des Motors. Er entspricht in seinem Verhalten gleichfalls dem Gleichstrom-Reihenschlufsmotor. Sein wichtigster Vorteil besteht darin, dafs nur der ruhenden Feldwicklung Strom zugeführt wird, und dafs seine Umlaufzahl lediglich durch Verdrehen des Bürstenträgers am Kommutator verändert werden kann. Das gleiche Mittel wird zum Anlassen sowie zur Aenderung der Drehrichtung benutzt.

Bei dem Repulsionsmotor von Thomson ist ein Bürstenpaar für ein Polpaar unter etwa 20 bis 45° zu diesem verstellbar vorgesehen (Abb. 105), der von Brown-Boveri & Co. nach der Bauart Déri besitzt für jedes Polpaar zwei Bürstenpaare, die paarweise kurzgeschlossen sind

Abb. 105. Abb. 106. Abb 107.

(Abb. 106); von jedem Paar steht eine Bürste fest, die andere mit ihr kurzgeschlossene ist verschiebbar, und zwar so, dafs die Bürsten stets gegenüber bleiben.

Der Repulsionsmotor kann mit einer durch Fliehkraft betätigten Einrichtung versehen werden, die ihn nach Erreichung der vollen Umlaufzahl in einen gewöhnlichen Einphasen-Induktionsmotor mit Kurzschlufsanker verwandelt. Dann bleiben die Belastungschwankungen ohne Einflufs auf seine Umlaufzahl.

3. Der Repulsionsmotor mit Ankererregung nach Winter & Eichberg besitzt die Schaltung eines Serienmotors, aber mit kurzgeschlossenen Querbürsten auf dem Anker (Abb. 107), so dafs die eigentliche Erregung nicht durch die Statorwicklung, sondern durch die Ankerwicklung hervorgerufen wird; zwischen Anker und Stator ist der „Erreger“-Transformator T als Reguliertransformator geschaltet, so dafs wie beim Repulsionsmotor die Statorwicklung von der Ankerwicklung getrennt und der Motor für höhere Spannungen verwendbar ist. Durch Aenderung des Uebersetzungsverhältnisses kann in gewissen Grenzen die Stromstärke, das Drehmoment und Drehzahl geändert werden; Anlauf mit grofsem Drehmoment. Latour ordnet (Abb. 107a) die Bürsten so an, dafs jede Kurzschlufs- und Erregerbürste ist.

Abb. 108.

4. Der Serien-Repulsionsmotor wird aus einem Serienmotor mit Anker-, Erreger- und Hülfs-(Kompensations-)Wicklung erhalten, indem die Erreger- und Hülfswicklung oder die Hülfswicklung allein (Abb. 108, Bauart der SSW) an einen Teil der Netzspannung mittels Spartransformators T gelegt wird; wird die Teilspannung gleich null, so geht der Motor in einen Serienmotor, gleich der Netzspannung, so in einen Repulsionsmotor über. Eigenschaften ähnlich wie die eines Serien- un Repulsionsmotors.

3. Wahl des Stromsystems.

a) **Gleichstrom** ist zu wählen: für reine Beleuchtungsanlagen mit nicht zu grofsen Entfernungen, da die Energieentnahme nur

abends erfolgt und Akkumulatoren eine gleichmäfsige Belastung der Maschinen während der ganzen Betriebszeit ermöglichen; für kleine Beleuchtungsanlagen auch ohne Akkumulatoren wegen der Einfachheit und Billigkeit der Anlage. Für motorische Betriebe in Fabriken mit nicht zu weit auseinanderliegenden Werkstätten wegen der guten Regelbarkeit des Gleichstrommotors. Für Anlagen mit stark schwankender Energieentnahme, sobald Gleichmäfsigkeit der Energielieferung gewünscht wird, wegen der Anwendbarkeit einer Pufferbatterie. Wegen der besonderen Eigenschaften des Hauptstrommotors für Krananlagen und Bahnen, falls für letztere nicht etwa wegen der Gröfse der Entfernungen einphasiger Wechselstrom vorzuziehen ist. Für Anlagen, bei denen weitgehende Regelung der Drehzahl nötig ist, wie Papierfabriken, Druckereien, Fördermaschinen, Umkehrwalzenstrafsen usw. Für Anlagen auf Schiffen wegen der gröfseren Einfachheit der Leitungsanlage, der Eigenschaften des Hauptstrommotors usw. Für chemische Zwecke usw.

Wahl der Spannung: Bei Beleuchtungsanlagen mit kleinen Entfernungen 110 Volt und Zweileitersystem, bei gröfseren Entfernungen 220 Volt oder Dreileitersystem mit $2 \times 110 = 220$ Volt oder $2 \times 220 = 440$ Volt.

Bei Kraftanlagen wählt man die Spannung je nach den Entfernungen, den Motorenleistungen und den besonderen Verhältnissen zu 110 bis 500 Volt, ausnahmsweise auch höher (Bahnanlagen bis 1000 und mehr Volt).

Normalspannungen nach Normalien der **V. d. E.** für Motoren: 110, 220, 440, 500, 750 V.

b) **Drehstrom** ist zu wählen für Uebertragungen grofser Energiemengen auf grofse Entfernungen bei Anlagen jeglicher Art. Für grofse Kraft- und Beleuchtungsanlagen mit grofsen Entfernungen, wie für Zentralen in ausgedehnten Bezirken. Für Motorenanlagen in feuchten Räumen (wie Bergwerken, Zuckerfabriken usw.), in Räumen mit explosiven Gasen und entzündbarem Staube (wie Schlagwettergruben, Pulverfabriken usw.). Für Webereien (Einzelantrieb der Webstühle) wegen der Einfachheit und Feuersicherheit des Kurzschlufsmotors, für Spinnereien wegen der einfachen Regelbarkeit des Repulsionsmotors mittels Bürstenverschiebung. Ferner allgemein für Motoren mit geringer Wartung.

Frequenz: In Europa sind 50 volle Perioden (= 100 Polwechsel) in der Sekunde, Frequenz $\nu = 50$, üblich, doch sind auch Anlagen mit 25 (Kraftübertragungen mit langsam laufenden Motoren), von einigen Firmen auch 42 (41,6) und 21 (20,8) ausgeführt. Für Lichtanlagen ist wegen Flimmerns $\nu < 25$ nicht zu nehmen, für Bureaus und Innenräume nicht $\nu < 35$; mit Frequenzen unter 25, z. B. 15, läfst sich befriedigende Beleuchtung mit Kohlefadenlampen mit niedriger Spannung und daher sehr dickem Faden von grofser Wärmekapazität erreichen (Bahnanlagen). Für Bahnanlagen mit Einphasenstrom scheint eine Frequenz von $16^2/_3$ normal zu werden (S. 1004).

In Amerika gelten 25, 40, 60 (und 120) als normal, doch ist auch 30 und 50 ausgeführt.

Tafel der synchronen Umlaufzahlen.
Die Normalien des **V. d. E.** empfehlen nur die Berücksichtigung der in Spalte unter 50 angegebenen Zahlen.

Polzahl	Frequenz 15	$16^2/_3$	20,8	25	30	41,6	**50**	60
2	900	1000	1250	1500	1800	2500	3000	3600
4	450	500	625	750	900	1250	1500	1800
6	300	333.3	416,5	500	600	833	1000	1200
8	225	250	312,5	375	450	625	750	900
10	180	200	250	300	360	500	600	720
12	150	166,6	208,5	250	300	417	500	600
16	112,5	125	156	187,5	225	312,5	375	450
20	90	100	125	150	180	250	300	360
24	75	83,3	104	125	150	208	250	300
28	64,3	71,4	80	107	128	178	214	257
32	—	62,5	78	94	112,5	156	188	225
36	—	—	60,5	83	100	130	166	200
40	—	—	62,5	75	90	125	150	180
48	—	—	—	—	75	104	125	150
56	—	—	—	—	64,3	89	107	128,5
64	—	—	—	—	—	78	94	112,5
72	—	—	—	—	—	69,5	83	100
80	—	—	—	—	—	62,5	75	90

Wahl der Spannung:

α) Reine Niedrigspannungsanlagen mit etwa 120 bis 220 Volt bei vorwiegendem Lichtbetriebe und kleinen Entfernungen; selten, besser dann Gleichstrom.

β) 500, 2000, 3000, 5000 und 6000 Volt primär und sekundär bei nicht zu grofsen Entfernungen und vorwiegend motorischen Betrieben. Höchste für Motoren unmittelbar verwendbare Spannung etwa 6000 Volt.

γ) Noch höhere Spannungen bei grofsen Entfernungen. Höchste Fernleitungspannung etwa 100 000 Volt. Kraftübertragung Lauchhammer bei Dresden 110 000 Volt. In Amerika wegen der sehr grofsen Entfernungen noch höhere Spannungen. Mit wachsender Höhe über Meeresspiegel sinkt die noch zulässige Spannung (vgl. S. 969). Sekundär Umformung auf Niedrigspannung. Unter Umständen Zwischenspannung zur Verteilung in den Ortsnetzen oder verschiedene Spannungen für Motoren und Beleuchtung.

Bei hohen Fernleitungspannungen ist Erzeugung der Uebertragungspannung in Transformatoren und **Wahl der Generatorspannung** lediglich mit Rücksicht auf einfachste und betriebsichere Herstellung der Generatorenwicklung unmittelbarer Erzeugung vorzuziehen, selbst wenn Anlage- und Betriebskosten höhere werden, da die Betriebsicherheit wesentlichster Punkt. Auch bei sehr grofsen Einheiten kann dieses schon bei 10- bis 15 000 Volt eintreten, vgl. auch S. 898.

Normalspannungen nach den Normalien des **V. d. E.** für Motoren oder Transformatoren prim.: 120, 220, 380, 500, 1000, 2000, 3000, 5000, 6000 V.

c) **Einphasiger Wechselstrom** ist zu wählen in erster Linie für Bahnanlagen mit grofsen Entfernungen, ferner für Anlagen mit vorwiegenden Lichtbetrieben und grofsen Entfernungen, doch sind in derartigen Fällen meistens Drehstrom und Gleichstrom besser geeignet.

Frequenz und **Wahl der Spannung** wie vorstehend bei Drehstrom.

d) **Gemischtes System:** Die Uebertragung der Energie auf grofse Entfernungen erfolgt durch Drehstrom oder Wechselstrom und an der Gebrauchstelle Umformung in Gleichstrom geeigneter Spannung, hierfür vgl. S. 926. Anwendung z. B. bei den ausgedehnten Strafsenbahnnetzen grofser Städte, da hierfür der Gleichstrom am geeignetsten (vgl. S. 1000), die Kraftwerke aber oft aufserhalb des Stromverwendungsgebiets aus wirtschaftlichen Gründen angelegt werden müssen, auch das ganze Gebiet durch Gleichstrom nicht von einer oder wenigen Stellen aus versorgt werden kann.

e) **Zweiphasenstrom** und **monozyklisches System** selten, S. 856 ff.

VII. Leitungen.*)

A. Allgemeine Gesichtspunkte für die Querschnittsbestimmung.

1. Für die Bestimmung des Leitungsquerschnitts sind je nach den vorhandenen Umständen die **Wirtschaftlichkeit**, der **zulässige Spannungsverlust**, die **zulässige Erwärmung** und **die in Aussicht stehenden Erweiterungen der Anlage** mafsgebend.

a) Hinsichtlich **Wirtschaftlichkeit** ist der Querschnitt so zu berechnen, dafs die Summe der Aufwendungen für die Verzinsung und Abschreibung der Leitungsanlage und für den jährlichen Energieverlust in der Leitung möglichst klein wird (**wirtschaftlicher Querschnitt**). Als Erzeugungskosten sind nicht nur die Betriebsstoffe Löhne usw. im Kraftwerk den Kosten für Verzinsung und Abschreibung des Leitungsnetzes hinzuzurechnen, sondern es ist auch zu berücksichtigen, dafs bei gröfseren Verlusten die Maschinen der Kraftstation leistungsfähiger sein müssen. Für vorübergehende Anlagen sind die Abschreibungssätze entsprechend hoch in Rechnung zu setzen.

Die Rechnung wird am zweckmäfsigsten in der Weise durchgeführt, dafs für verschiedene Querschnitte — in Frage kommen für gewöhnlich nur solche aus der vom Verband deutscher Elektrotechniker aufgestellten Tafel — die gesamten jährlichen Energiefortleitungskosten berechnet und in einer Tafel oder einer Schaulinie zusammengestellt werden. Meist sind bei mehreren Querschnitten die Unterschiede der Kosten nur gering, so dafs nicht ein bestimmter Querschnitt der allein richtige ist, sondern 2 oder 3 Querschnitte den Forderungen hinsichtlich Wirtschaftlichkeit noch genügend entsprechen.

Wert hat die Berechnung des wirtschaftlichen Querschnitts überhaupt nur dann, wenn die Energiekosten, die mittlere Belastung der Leitung und die jährliche Betriebsdauer für die der Abschreibung zugrunde gelegte Zeit vorher einigermafsen genau bekannt sind, was selten der Fall ist. Meistens tritt daher die Frage der Wirtschaftlichkeit ganz zurück, weil die Unterlagen für die Berechnung zu ungenau sind. Als-

*) Vgl. Errichtungsvorschriften und Normalien für Leitungen des V. d. E.: Sicherheitsvorschriften des E. V. W.; s. auch Anm. S. 972.

dann ist die Leitung in der Regel einfach so zu berechnen, dafs der **Energieverlust** in mäfsigen Grenzen bleibt, wobei die Möglichkeit weiterer Anschlüsse sehr oft mit in Rücksicht zu ziehen ist.

b) Wird der **zulässige Spannungsverlust** der Querschnittsberechnung zugrunde gelegt, so ist der Querschnitt so zu bestimmen, dafs auch bei der gröfsten zu erwartenden Stromstärke noch die erforderliche Spannung an den Verbrauchstellen vorhanden ist; zulässige Verluste s. u. 2., S. 964.

Zum Ausgleich des Spannungsverlustes an den einzelnen Speisepunkten und zur gemeinsamen Regelung der Zentralenspannung entsprechend dem mittleren Verlust in den Speiseleitungen werden die Speisepunkte untereinander verbunden.

Bei sehr ausgedehntem Netz ist es vielfach nicht möglich, die Hochspannungs-Speisepunkte durch Ausgleichleitungen zu verbinden. Gleichwohl kann in solchen Fällen eine Sonderregelung der Speisepunkte meist entbehrt werden, weil die Spannungsverluste in den Hochspannungsleitungen in der Regel gering sind.

Manchmal werden einzelne Speiseleitungen zur Ersparung von Anlagekosten mit höherem als zulässigem Spannungsverlust bemessen und mit **Ausgleichvorrichtungen für den Spannungsverlust** versehen. Als solche können verwendet werden:

In Gleichstromanlagen:

Regelwiderstände für Stromverbraucher untergeordneterer Gröfse von Hand oder selbsttätige (vgl. S. 933); das Spannungsrelais mufs durch eine Stromspule für veränderliche Spannung compoundiert werden.

Akkumulatoren unter Verwendung eines oder mehrerer Entladehebel, an die die Speiseleitungen angeschlossen sind und durch die diesen eine von der Zentralenspannung abweichende Spannung zugeführt werden kann.

Zusatzmaschinen mit Hauptstromerregung durch die Speiseleitung selbst, die auch durch geeignete Bemessung (Erregung durch den Hauptstrom und compoundiert durch den Strom des Antriebmotors) selbsttätig regelnd gemacht werden können.

In Wechsel- und Drehstromanlagen:

Regelwiderstände und Drosselspulen für untergeordnetere Leitungen.

Zusatz- oder Anzapf-Transformatoren (mit mehreren Sekundärklemmen), die, um zwischen den einzelnen Stufen keine Unterbrechung zu haben und ohne die Stufen kurz zu schliefsen, bei mäfsigen Sekundärspannungen durch Schalter nach Art der Akkumulatoren-Zellenschalter angeschlossen werden; diese können durch Spannungsrelais mit Hülfsmotor (vgl. S. 933), selbsttätig regelnd gemacht werden.

Drehtransformatoren, für hohe Spannungen geeignet, in der Bauart eines Induktionsmotors mit festgehaltenem Rotor, der je nach der verlangten, mit der Primärspannung in Reihe geschalteten Zusatzspannung verstellt wird, was, wie bei Reglern (S. 933), auch selbsttätig geschehen kann (vgl. S. 925).

Sind Speiseleitungen in ihrem Anfang und Ende an das Netz angeschlossen, so sind Vorrichtungen erforderlich, durch die bei einer Störung in der Speiseleitung diese gleichzeitig an beiden Enden abgeschaltet wird, wofür eine Anzahl von Hülfsschaltungen ausgebildet sind.*)

c) Die Rücksichten auf die **zulässige Erwärmung der Leitung** ergeben für jeden Querschnitt eine bestimmte, höchstens zulässige Stromstärke, die jedoch auch von der Dauer der Belastung, der Art der Schutzapparate, der Isolation und der Verlegung der Leitung abhängt. Die vom **V. d. E.** herausgegebenen „Vorschriften für die Errichtung

*) Vgl. El. Kraftbetr. u. B. 1914 S. 49.

elektrischer Starkstromanlagen" und „Normalien für isolierte Leitungen" geben folgende Zahlen an:

1. Gummi-isolierte Kupferleitungen.*)

Querschnitt	Höchst-zulässige Stromstärke	Nennstrom für Abschmelz-sicherung	Querschnitt	Höchst-zulässige Stromstärke	Nennstrom für Abschmelz-sicherung
qmm	Amp	Amp	qmm	Amp	Amp
0,5	7,5		70	200	160
0,75	9	6	95	240	190
1	11	6	120	280	225
1,5	14	10	150	325	260
2,5	20	15	185	380	300
4	25	20	240	450	360
6	31	25	310	540	430
10	43	35	400	640	500
16	75	60	500	760	600
25	100	80	625	880	700
35	125	100	800	1050	850
50	160	125	1000	1250	1000

Die in der zweiten Spalte genannten höchstzulässigen Stromstärken entsprechen einer Temperaturerhöhung von 20°, so dafs die Leitung bei 35° Raumtemperatur 55° annimmt, welcher Wert zugelassen werden kann, wenn die Abschaltung bei Ueberschreitung der Stromstärke durch scharf eingestellte Selbstschalter erfolgt. Bei Einbau von Schmelzsicherungen gelten die Zahlen der dritten Spalte, da die üblichen Schmelzsicherungen etwa das $1\frac{1}{4}$ fache ihres Nennwertes dauernd ertragen können.

Nach den Vorschriften des E. V. W. gilt für oberirdisch verlegte blanke und isolierte Drähte und Kabel aus Leitungskupfer:

Querschnitt in qmm	0,75**)	1	1,5	2,5	4	6	10	16	25	35	50	70	95	120	150	185	240
Zulässiger Strom in Amp	6**)	6	10	15	20	30	45	60	90	120	150	200	250	300	350	410	500

2. Blanke Kupferleitungen*)

bis zu 50 qmm unterliegen den gleichen Vorschriften. Für blanke Kupferleitungen mit gröfserem Querschnitt werden keine anderen Vorschriften gegeben, als dafs sie in jedem Falle so zu bemessen sind, dafs sie durch den stärksten normal vorkommenden Betriebsstrom keine für den Dauerbetrieb oder die Umgebung gefährliche Temperatur annehmen können.

Nach Versuchen von Teichmüller und Humann (ETZ 1907, S. 475) ist für blanke frei gespannte Drähte die Uebertemperatur t° C des Drahtes vom Querschnitt q qmm bei J Amp

$$J^2 = t\,(3{,}95\,q + 1{,}72\,q^{3/2}).$$

Nach den Vorschriften des E.V.W. gilt für blanke Kupferleitungen die Tafel unter 1.

Die zulässige Strombelastung ergibt sich aus $J = 0{,}6\sqrt{\frac{u\,q}{c}}$, worin J Strom in A, u Umfang des Leiters in mm, q Querschnitt in qmm und c spez. Widerstand (bei 55° C,

*) Vgl. Anm. S. 848.

**) Nur an Beleuchtungskörpern zulässig.

der noch zulässigen Temperatur), und für Kreisquerschnitt $J = \sqrt[4]{1{,}62\, q^3 : c^2}$, wonach auch für andere Stoffe die zulässige Strombelastung bzw. der erforderliche Querschnitt zu bestimmen ist.

3. Bleikabel aus Leituugskupfer.*)

Querschnitt jedes Leiters in qmm	Höchstzulässiger Strom in Amp bei Verlegung im Erdboden								
	Einleiterkabel bis 700 V	Zweileiterkabel bis			Dreileiterkabel bis			Vierleiterkabel bis	
		3000 V		10 000 V	3000 V		10 000 V	3000 V	10 000 V
		verseilt	konzentrisch	verseilt	verseilt	konzentrisch	verseilt	verseilt	verseilt
1,0	24	19			17			16	
1,5	31	25			22			20	
2,5	41	33			29			26	
4	55	42			37			34	
6	70	53			47			43	
10	95	70	70	65	65	55	60	57	55
16	130	95	90	90	85	75	80	75	70
25	170	125	120	115	110	100	105	100	95
35	210	150	145	140	135	120	125	120	115
50	260	190	180	175	165	150	155	150	140
70	320	230	220	215	200	185	190	185	170
95	385	275	270	255	240	220	225	220	205
120	450	315	310	290	280	255	260	250	240
150	510	360	360	335	315	290	300	290	275
185	575	405	405	380	360	330	340	330	310
240	670	470	470		420	385		385	
310	785	545	580		490	455		445	
400	910	635	645		570	530			
500	1035								
625	1190								
800	1380								
1000	1585								

Der Tafel ist eine zulässige Uebertemperatur von 25° C und die übliche Verlegungstiefe von etwa 70 cm zugrunde gelegt. Die angegebenen Belastungen können dauernd nur zugelassen werden, wenn die Leitungen durch scharf eingestellte Selbstschalter geschützt sind. Bei Verwendung von Schmelzsicherungen ist zu beachten, dafs diese dauernd den 1,25fachen Nennstrom vertragen.

Die Tafel gilt, solange nicht mehr als zwei Kabel im gleichen Graben nebeneinander liegen. Gesondert verlegte Mittelleiter bleiben dabei unberücksichtigt. Bei Verlegung von Kabeln in Luft oder Anordnung in Kanälen u. dgl. oder Anhäufung von Kabeln im Erdboden oder ähnlichen ungünstigen Verhältnissen wird empfohlen, die Höchstbelastung auf $^3/_4$ der angegebenen Werte zu ermäfsigen.

Bei Betrieb mit schwankender Belastung (Förderanlagen, Walzwerke usw.) ist der quadratische Mittelwert des Stromes der Querschnittbemessung zugrunde zu legen.

*) Vgl. Anm. S. 848.

Nach den Vorschriften des **E. V. W.** wird für Gleichstrom-Einleiterkabel bis 600 V unter sonst den gleichen Voraussetzungen wie oben zugelassen

$q =$	16	25	35	50	70	95	120	150	185	240	310	400	500	625	800	1000 qmm
$J =$	140	175	215	260	315	370	420	475	530	615	705	810	920	1040	1190	1350 A.

2. Welcher von den S. 960 **erstgenannten drei Gesichtspunkten** ausschlaggebend sein mufs, richtet sich nach der Art der Anlage und der Art der Leitung.

Bei **reinen Kraftanlagen** braucht auf Unveränderlichkeit der Spannung an den Verbrauchstellen weniger Rücksicht genommen zu werden; der Leitungsquerschnitt ist, falls die Rechnungsunterlagen genügend genau sind, mit Rücksicht auf Wirtschaftlichkeit, sonst auf Spannungs-(Energie-)Verlust zu berechnen und mit Rücksicht auf die Erwärmung zu prüfen; im allgemeinen sind bis 10 % zulässig, jedoch sind die besonderen Verhältnisse zu beachten.

(Anfahrmoment bei Drehstrommotoren: das Drehmoment sinkt mit dem Quadrat der Spannung; Gleichstrom-Nebenschlufsmotoren: etwa bis $\pm$ 10 % zulässig, wobei Leistung und Umlaufzahl sich in gleichem Mafse ändert.)

Bei **gemischten Anlagen oder reinen Beleuchtungsanlagen** ist in der Regel zwischen **Speiseleitungen** und **Verteilungsleitungen** zu unterscheiden. Erstere führen den Strom einzelnen Speisepunkten zu, an die sich strahlenförmig die verschiedenen zu den Verbrauchspunkten führenden Verteilungsleitungen anschliefsen, die ihrerseits wiederum möglichst zu geschlossenen Netzen vereinigt werden. Bedingung ist, dafs die Sekundärspannung nur zwischen engen, durch die Art der Anschlüsse bestimmten Grenzen schwankt. Die Rücksichten auf möglichste Gleichförmigkeit der Spannung an den Verbrauchstellen bei ungünstigster Belastung sind für die Querschnitte der Verteilungsleitungen fast durchweg, für diejenigen der Speiseleitungen meistens allein mafsgebend. In letzteren dürfen gröfsere Spannungsverluste auftreten, da diese durch entsprechende Aenderung der Primärspannung bis zu gewissen Grenzen ausgeglichen werden können (vgl. S. 961, b).

Die Rücksicht auf Wirtschaftlichkeit kommt für Speiseleitungen auch in Frage, doch liegt der wirtschaftliche Querschnitt meistens so niedrig, dafs sich bei stark wechselnder Belastung der einzelnen Speisepunkte unzulässig hohe Spannungsunterschiede ergeben. Nur wenn die Spannung der Speisepunkte einzeln geregelt wird (S. 961, b), kann für die Speiseleitungen der wirtschaftliche Querschnitt, geprüft hinsichtlich der Erwärmung, gewählt werden.

Die Querschnitte der Verteilungsleitungen müssen bei Glühlichtanlagen so bestimmt werden, dafs der Unterschied zwischen höchster und niedrigster Spannung an den Lampen höchstens 2 bis 3 % beträgt, bei Hallen, Plätzen, Strafsen sind auch bis 5 % zulässig, jedoch nicht zu empfehlen. Bei reiner Bogenlicht-Beleuchtung sind gröfsere Verluste zulässig, da ein Teil des erforderlichen Beruhigungswiderstandes in die Zuleitung gelegt werden kann; die Speiseleitungen dürfen bis etwa 10 % Spannungsabfall ergeben.

B. Berechnung der Leitungsquerschnitte.

Die Querschnitte q sind (bis auf $q = 900$ qmm) die Normal-Querschnitte der Vorschriften des V. D. E. (s. unten), dem Leitungswider-

stande R liegt ein spezifischer Widerstand $c = 0{,}0175 = 1 : 57$ bei 15° Temperatur (S. 843) und dem Gewichte G ein spezifisches Gewicht des Kupferdrahtes = 9,0 zugrunde.

In den nachfolgenden Formeln bedeuten

- E_1 die Primärspannung, E_2 die Sekundärspannung in V, gemessen zwischen zwei Drähten,
- $\mathfrak{E}_1$ die Leistung (die Arbeit/sk), gemessen bei E_1 in W,
- $\mathfrak{E}_2$ die Leistung, gemessen bei E_2 in W,
- R den Widerstand der einfachen Leitung von E_1 bis E_2, gemessen in Ω,
- J die Stromstärke in A,
- q den Querschnitt der einfachen Leitung in qmm,
- l die Länge der einfachen Leitung in m,
- x den Leistungsverlust in sämtlichen Leitungen zusammengenommen, in % der sekundären Leistung,
- φ_1 den Winkel der Phasenverschiebung, gemessen bei E_1,
- φ_2 den Winkel der Phasenverschiebung, gemessen bei E_2.

Leitwiderstand $R = \frac{l}{57\,q}$ und Gewicht G von 1000 m Kupferleitung.

q qmm	R Ohm	G kg	q qmm	R Ohm	G kg	q qmm	R Ohm	G kg
0,75	23,33	6,7	25	0,700	225	240	0,0729	2160
1,0	17,50	9,0	35	0,500	315	310	0,0565	2790
1,5	11,67	13,5	50	0,350	450	400	0,0438	3600
2,5	7,00	22,5	70	0,250	630	500	0,0350	4500
4	4,38	36	95	0,184	855	625	0,0280	5625
6	2,92	54	120	0,146	1080	800	0,0219	7200
10	1,75	90	150	0,117	1350	900	0,0194	8100
16	1,09	144	185	0,095	1665	1000	0,0175	9000

1. Leitungen mit Stromentnahme nur am Endpunkte.

Stromentnahme nur am Endpunkte der Leitung ist u. a. bei den Speiseleitungen gröfserer Leitungsnetze vorhanden, sowie häufig bei Kraftübertragungs-Anlagen, bei denen gern für jeden Motor eine besondere Zuleitung von der Primärstation oder einem Verteilungspunkte gelegt wird. Die Berechnungen sind bei den verschiedenen Systemen wie folgt durchzuführen:

α) Gleichstrom.

Der **Spannungsverlust** ist $E_1 - E_2 = 2\,J\,R$.

Der **Leistungsverlust** ist $\mathfrak{E}_1 - \mathfrak{E}_2 = 2\,J^2 R$.

Für den **Leitungsquerschnitt** ergibt sich, wenn man von dem Leistungsverlust x in Prozent ausgeht, die Formel

$$q = \frac{\mathfrak{E}_2\, 2\, l\, 100}{57\, x\, E_2^2} \text{ (für Kupfer).}$$

β) Einphasiger Wechselstrom und Drehstrom.

Für **einphasigen Wechselstrom** gelten bei induktionsfreier Belastung dieselben Formeln wie für Gleichstrom. Für induktive Belastung ergibt sich der **Leitungsquerschnitt** aus dem Leistungsverlust x in Prozent zu

$$q = \frac{2\,\mathfrak{E}_2\,l\,100}{57\,x\,E_2^2\cos^2\varphi_2} \text{ (für Kupfer);}$$

für **Drehstrom** gilt statt dessen

$$q = \frac{\mathfrak{E}_2\,l\,100}{57\,x\,E_2^2\cos^2\varphi_2} \text{ (für Kupfer).}$$

Hieraus folgt, daſs der Kupferaufwand für Drehstrom $^3/_2 \cdot {}^1/_2 = {}^3/_4$ mal so groſs wie für einphasigen Wechselstrom ist.

Für die **Leistung** gelten folgende Formeln:

bei einphasigem Wechselstrom	bei Drehstrom
$\mathfrak{E}_1 = E_1\,J\cos\varphi_1$,	$\mathfrak{E}_1 = E_1\,J\cos\varphi_1\sqrt{3}$,
$\mathfrak{E}_2 = E_2\,J\cos\varphi_2$,	$\mathfrak{E}_2 = E_2\,J\cos\varphi_2\sqrt{3}$;

$\cos\varphi_2$ hängt von der Art der Sekundäranlagen ab. Bei vollbelasteten asynchronen Motoren ist $\cos\varphi_2$ je nach der Gröſse und Bauart 0,7 bis 0,9 bei schwach belasteten Motoren niedriger; bei Glühlampen und bei synchronen Motoren ist $\cos\varphi_2 = 1$ und bei Bogenlampen nur wenig kleiner als 1.

Der **Leistungsverlust** $\mathfrak{E}_v$ in allen Leitungen zusammengenommen beträgt für **einphasigen Wechselstrom** $\mathfrak{E}_v = 2\,J^2 R$ und für **Drehstrom** $\mathfrak{E}_v = 3\,J^2 R$.

Der Spannungsverlust $E_1 - E_2$ setzt sich bei Wechselstrom und Drehstrom aus dem **Ohmschen Spannungsverlust**, dem **Verlust durch Selbstinduktion** und der Einwirkung der **Kapazität der Leitung** zusammen. Die Selbstinduktion vermindert nur die Spannung, erhöht jedoch den Leistungsverlust nur insoweit, als sie die einer bestimmten Sekundärleistung entsprechende Stromstärke vergröſsert, also dementsprechend auch den Verlust durch Stromwärme in der Leitung erhöht. Die Einwirkung der Kapazität, die bei Freileitung auſser bei sehr groſsen Längen vernachlässigt werden kann, spielt bei langen Kabeln, hauptsächlich solchen für hohe Spannungen, eine wichtige Rolle.

Der **Ohmsche Spannungsverlust** beträgt bei einphasigem Wechselstrom wie bei Gleichstrom $E_1 - E_2 = 2\,JR$ und bei Drehstrom $E_1 - E_2 = JR\sqrt{3}$.

Der **Spannungsverlust durch Selbstinduktion** kann bei Kabeln, wenn Hin- und Rückleitung bzw. die Leitungen der drei Phasen in demselben Kabel vereinigt werden, vernachlässigt werden. Gewöhnliche Einfachkabel mit Eisenbandarmierung sind wegen der hohen Selbstinduktion für Wechselstrom und Drehstrom unbrauchbar.

Für Freileitung bestimmt sich der Spannungsverlust durch Selbstinduktion wie folgt:

Er ist gegen die Stromstärke J um 90° verschoben und berechnet sich für einen Leiter nach der Formel

$$e_s = k\,\nu\,l\,J,$$

worin l die Länge der Leitung in km, ν die Frequenz und k eine Unveränderliche bedeutet, die vom Querschnitt der Leitung und dem Abstande der einzelnen Drähte voneinander abhängt. Für Kupferleitungen gelten folgende Werte:

Querschnitt der Leitung in qmm	Unveränderliche k bei einer Entfernung der Drähte voneinander gleich 50 cm	100 cm
10	0,00645	0,0073
16	0,00622	0,0071
25	0,00595	0,0068
35	0,00573	0,0066
50	0,00551	0,0064
70	0,0053	0,0062
95	0,0051	0,0061
120	0,00495	0,0059

Bei einphasigem Wechselstrom ist also der gesamte Spannungsverlust durch Selbstinduktion $E_s = 2\,k\nu l J$ und bei Drehstrom $E_s = k\nu l J\sqrt{3}$.

Da der Spannungsverlust durch Selbstinduktion gegenüber dem Ohmschen Spannungsverlust um 90^0 verschoben ist, so erfolgt die Ermittlung des gesamten Spannungsverlustes in einer längeren Freileitung am besten auf zeichnerischem Wege. Falls auch Transformatoren in der Anlage sind, müssen demnach insgesamt in Rechnung gezogen werden:

Ohmscher Spannungsverlust und Spannungsverlust durch Selbstinduktion in der Leitung,

Ohmscher Spannungsverlust und Spannungsverlust durch Selbstinduktion in den Transformatoren.

Zur Verhinderung der gegenseitigen Induktion parallel geführter Drehstromleitungen sind diese zu verdrillen;*) Einflufs auf Fernsprechleitungen S. 979.

Die **Kapazität** kann aufser bei Freileitungen auch bei kurzem Kabel von nur einigen km Länge vernachlässigt werden, spielt aber bei langen Hochspannungskabeln eine wichtige Rolle. Sie bewirkt unter Umständen schon bei Längen von 60 bis 70 km eine so weitgehende Verschlechterung des Wirkungsgrades, dafs die Leitung als Kabel überhaupt nicht mehr ausführbar erscheint und Freileitung genommen werden mufs. Für die Berechnung der Primärspannung bei gegebener Sekundärspannung und gegebener Stromstärke am Endpunkt der Leitung gibt Roessler**) folgende Formel an:

$$E_1 = (E_2 + J_2 W_k)\, C \text{ in Volt.}$$

Hierin ist:

J_2 = der am Endpunkt der Leitung abgenommene Nutzstrom,

*) S. auch Herzog u. Feldmann, Leitungen, I. Bd. S. 346 ff.
**) G. Roessler, Die Fernleitung von Wechselströmen, Berlin 1905.

W_k = der Widerstand des kurzgeschlossenen Kabels, d. h. das Verhältnis zwischen der Primärspannung und dem allein vom Kabel verbrauchten Strom, wenn das Kabel am Ende kurzgeschlossen ist,

C = das Verhältnis zwischen Spannung am Anfang und am Ende des Kabels, wenn $J = 0$ ist.

Die Gröfsen W_k und C müssen für die in Frage kommenden Kabel von den Kabelfabriken von Fall zu Fall angegeben werden.

Beispiel. Es ist eine **Drehstromanlage** zu berechnen. In einer Entfernung von 10 km von der Primärstation werden 50 kW für Beleuchtung ($\cos \varphi_2 = 1$) und 3 km weiter 300 KW für Kraft ($\cos \varphi_2 = 0{,}8$) gebraucht. An den Verbrauchstationen werden Transformatoren aufgestellt. Die Niedrigspannung für die Beleuchtung soll 120 Volt, die für die Kraftanlage 500 Volt betragen, während die Hochspannung am Krafttransformator 4000 Volt + Spannungsverlust im Transformator sein soll. Die Hochspannung soll primär unmittelbar durch die Dynamomaschine erzeugt werden.

Abb. 109.

Nach einer überschläglichen Berechnung sind die Leitungsquerschnitte zu 3 . 50 qmm für die 10 km-Strecke und zu 3 . 35 qmm für die 3 km-Strecke angenommen.

Abb. 109. 8 % Spannungsverlust durch Selbstinduktion im Transformator, winkelrecht zur Stromstärke, und 3 % Ohmscher Spannungsverlust ergeben 4280 Volt erforderliche Spannung am Transformator bei einem Uebersetzungsverhältnis des Transformators von 4000 : 500 Volt. Bei 96 % Wirkungsgrad des Transformators und $\cos \varphi = 0{,}77$ ergibt sich $J = 54{,}7$ Amp. Bei einem Leitungsquerschnitt = 3 . 35 qmm für die 3 km-Strecke ist

$$J R \sqrt{3} = 142 \text{ Volt}$$

und E_s bei 50 cm Drahtabstand 82 Volt, also Spannung am Licht-Transformator 4445 Volt und Winkel der Phasenverschiebung $= \varphi''$. Der Leistungsverlust $\mathfrak{E}_v = 3 J^2 R = 13\,600$ W.

Abb. 110.

Abb. 110. 8 % Spannungsverlust durch Selbstinduktion im Transformator, winkelrecht zur Stromstärke, und 3 % Ohmscher Spannungsverlust ergeben bei 4445 Volt Klemmenspannung am Transformator das Uebersetzungsverhältnis des Transformators zu 4300 : 120 Volt. Bei 96 % Wirkungsgrad des Transformators ergibt sich die Verbrauchsstromstärke des Transformators zu 6,78 Amp, die sich mit 54,7 Amp zu 60,6 Amp zusammensetzen. Winkel der Phasenverschiebung $= \varphi'''$.

Abb. 111.

Abb. 111. Bei dem Leitungsquerschnitte = 3 . 50 qmm für die 10 km-Strecke ist $J R \sqrt{3} = 366$ Volt und $E_s = 282$ Volt, also erforderliche Primärspannung 4905 Volt; Winkel der primären Phasenverschiebung $= \varphi_1$. Der Leistungsverlust $\mathfrak{E}_v = 3 J^2 R = 38\,500$ W.

Anmerkung. In Fällen, in denen die Primärspannung gegeben und der zulässige Spannungsverlust in der Leitung vorgeschrieben ist, wie z. B. bei Anschlüssen an Hochspannungsnetze, ist zunächst die Sekundärspannung zu schätzen und der Leitungsquerschnitt anzunehmen, um aus einer überschläglichen Berechnung die Unterlagen für eine zweite genauere Berechnung zu erhalten.

Bei Freileitungen sind aufser den Verlusten durch Stromwärme, sobald die Spannung sehr grofs ist, auch die Verluste durch **Ausstrahlung (Coronaverluste)** zu berücksichtigen. Nach Peek sind diese Verluste für 1 km Leitungslänge bei einphasigem Wechselstrom

$$\mathfrak{E}_c = \frac{344}{\delta} \cdot \nu \cdot \sqrt{\frac{r}{a}} \left(E - \delta \cdot m_0 \cdot g_0 \cdot r \cdot \ln \frac{a}{r}\right)^2 \cdot 10^{-5} \text{ kW/km}$$

worin bedeuten δ Luftdichte, ν Frequenz, r Drahthalbmesser in cm, a Drahtabstand in cm, E die Spannung, m_0 Unregelmäfsigkeitsfaktor (für normale Verhältnisse etwa 0,85), $g_0 = 21{,}1$ kV/cm.

Der Verlust einer Drehstromleitung mit einer Spannung E' ergibt sich, wenn man nach dieser Formel den Verlust für eine Einphasenleitung mit einer Spannung $\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot E'$ ausrechnet und den so gefundenen Wert mit $^3/_2$ multipliziert.

Für die Fernleitung Lauchhammer—Gröba (110 000 Volt) hat sich hiernach sowie nach Vorversuchen von Goerges, Weidig und Jänsch ein Verlust von 8,5 kW/km ergeben, und zwar bei $2r = 8{,}3$ mm und $a = 175$ cm.*) Fischinger hat jedoch bei den an dieser Anlage ausgeführten Versuchen niedrigere Werte gefunden,**) was er auf die gesetzmäfsige Verdrillung zurückführt.

2. Leitungen mit mehreren hintereinanderliegenden Strom-Abnahmestellen.

α) Gleichstrom.

Wird aus einer Leitung an verschiedenen Stellen hintereinander Strom entnommen, so ist der gröfste Spannungsverlust, d. h. derjenige vom Speisepunkte O bis zum Endpunkte X (Abb. 112), wenn r_1, r_2 ... die Widerstände der einfachen Leitungsabschnitte von den Längen l_1, l_2 ... bedeuten:

$$E_o - E_x = 2\left[(i_1 + i_2 + i_3)\, r_1 + (i_2 + i_3)\, r_2 + i_3 r_3\right]$$
$$= 2\left[i_1 r_1 + i_2 (r_1 + r_2) + i_3 (r_1 + r_2 + r_3)\right].$$

Daraus, dafs diese Formel das Aussehen einer Momentengleichung für einen mit drei Lasten i_1, i_2, i_3 im Abstande r_1, r_2, r_3 belasteten, bei O eingespannten Stab hat, folgt, dafs man den Spannungsabfall auch mit Hülfe eines Kräfte- und Seilecks (I. Bd. S. 153) finden kann. In Abb. 112 ist dementsprechend verfahren. (Ueber die Wahl der Mafsstäbe Anm. S. 970.)

Abb. 112.

Bei gleichbleibendem Querschnitt und gleichen Abständen zwischen den einzelnen Stromabnahmestellen ergibt sich der Spannungsverlust bis X gleich dem Verlust, der bis zur Mitte der Leitung auftreten würde, wenn hier die Summe aller Einzelströme abgenommen würde, wovon unter Umständen zu einer vorläufigen überschläglichen Berechnung Gebrauch gemacht werden kann.

*) Vgl. ETZ 1911 S. 1071.
**) Vgl. ETZ 1912 S. 168.

β) Einphasiger Wechselstrom und Drehstrom.

Durch sinngemäfse Anwendung der S. 965 ff. für einphasigen Wechselstrom und Drehstrom gegebenen Formeln lassen sich die vorstehend für Gleichstrom gemachten Angaben auch ohne weiteres für jene beiden anderen Stromsysteme anwenden. Für cos φ ist ein Mittelwert aus den für die einzelnen Stromabnahmen geltenden Werten zu setzen. Bei Drehstrom ist gleiche Belastung der drei einzelnen Leitungen vorauszusetzen. Vgl. auch das Beispiel S. 968, das eine Leitung mit 2 Stromabnahmestellen behandelt.

3. Geschlossene Leitungsnetze.

α) Gleichstrom.

1. **Gleiche Spannungen an allen Speisepunkten** (die Regel bei Lichtleitungsnetzen).

Die Speiseleitungen sind nach den unter **1.** gemachten Angaben zu berechnen.

Die zwischen den Speisepunkten liegenden Verteilungsleitungen sind wie folgt zu berechnen:

Sind die Abzweigungen (Lampen usw.) gleichmäfsig über eine

Abb. 113.

Abb. 114.

Leitung verteilt, so ergibt sich der gröfste Spannungsverlust Δe mit den in Abb. 113 gegebenen Bezeichnungen für Hin- und Rückleitung zu

$$\Delta e = 2 \frac{\Sigma i}{2} \frac{r}{4},$$

worin Σi die Summe der auf der Leitung l abgezweigten Stromstärken und r der Widerstand von l ist.

Wenn die Stromabnahme ungleichmäfsig erfolgt, so findet man den gröfsten Spannungsverlust am besten durch Zeichnung (Abb. 114):

Man zeichne mit i_1, i_2 . . . als Lasten und r_1, r_2 . . . als Entfernungen zwischen diesen den Kräfte- und Seilplan (I. Bd. S. 153).

Die Ordinaten im Seilplan, von der Schlufslinie aus gemessen, ergeben die Spannungsverluste. Als Polabstand wähle man die Einheit oder ein Vielfaches davon. Werden für r_1, r_2 . . . die einfachen Längen zugrunde gelegt, so ist der Verlust für Hin- und Rückleitung zusammen bei Gleich- und Wechselstrom doppelt so grofs.*)

*) Trägt man z. B. auf: 1 A = 0,5 mm, 1 Ω = 100 mm, den Polabstand = 50 mm, so ergeben die Ordinaten im Seilplan für $\frac{0{,}5 \cdot 100}{50}$ = 1 mm = 1 Volt, für Hin- und Rückleitung bei Gleich- und Wechselstrom = 2 Volt, bei Drehstrom = 1,732 Volt.

Eine Parallele zur Schlufslinie ergibt im Kräfteplan in J_l und J_r diejenigen Stromstärken, die bei A und B zufliefsen.

Beim Entwerfen städtischer Verteilungsnetze wird man in der Regel mit Rücksicht auf später hinzukommende, ihrer Lage und Gröfse nach unbekannte Anschlüsse gleichmäfsige Verteilung der Stromabnahme auf der ganzen Länge der Verteilungsleitung annehmen dürfen, so dafs die Bestimmung des Spannungsverlustes einfach rechnerisch erfolgt. Hingegen ist ein zeichnerisches Verfahren empfehlenswert zur Beurteilung der Spannungsverhältnisse in einer Verteilungsleitung, an die nachträglich ein oder mehrere Anschlüsse gemacht werden.

2. **Ungleiche Spannungen an den verschiedenen Speisepunkten** (die Regel bei Kraftleitungsnetzen).

Bei Leitungsnetzen, bei denen nicht auf gleiche Spannung an den Speisepunkten bei voller Belastung Rücksicht genommen zu werden braucht, ist vorteilhaft derart zu verfahren, dafs zunächst alle Stromentnahmen längs der Verteilungsleitungen zwischen den Speisepunkten durch entsprechende Speisepunktbelastungen ersetzt und dann nacheinander so viel Strombilder berechnet werden, wie Speisepunkte vorhanden sind, jedesmal nur einen Speisepunkt als belastet angenommen. Der Vorteil dieser Rechnung liegt darin, dafs man eine bestimmte Zahl sehr einfacher und leicht zu berechnender Strombilder erhält, die einzeln auf ihre Richtigkeit hin leicht zu prüfen sind. Durch Uebereinanderlegen aller Strombilder erhält man das endgültige Strombild.

Abb. 115.

Zentrale

Beispiel: Es sei das in Abb. 115 gegebene Leitungsnetz zu berechnen. Es ist zu ersetzen:

i_1 durch $i_1 \frac{w_{1b}}{w_1}$ in A, $i_1 \frac{w_{1a}}{w_1}$ in B, i_2 durch $i_2 \frac{w_{2c}}{w_2}$ in B, $i_2 \frac{w_{2b}}{w_2}$ in C,

i_3 durch $i_3 \frac{w_{3c}}{w_3}$ in A, $i_3 \frac{w_{3a}}{w_3}$ in C,

so dafs sich das Strombild Abb. 116 ergibt. Dieses Strombild ist zunächst so zu berechnen, als ob nur J_A vorhanden wäre. J_A verteilt sich dann nach den gesamten Leitungsfähigkeiten der von der Zentrale nach A führenden Stromwege, also entsprechend den Werten

$$\frac{1}{w_a}, \quad \frac{1}{w_b + \cfrac{1}{\cfrac{1}{w_1} + \cfrac{1}{w_2 + w_3}}}, \quad \frac{1}{w_c + \cfrac{1}{\cfrac{1}{w_3} + \cfrac{1}{w_1 + w_2}}}$$

auf die drei Speiseleitungen und ähnlich auf die drei Verteilungsleitungen.

In gleicher Weise ist das Strombild für die Fälle durchzurechnen, dafs nur J_B bzw. J_C vorhanden sind.

Abb. 116.

Zentrale

Die Hauptsache besteht in der Berechnung der Leitungsfähigkeiten der von der Zentrale zu den einzelnen Speisepunkten führenden Stromwege. Hat man sich diese Werte, deren Anzahl bei n Speisepunkten gleich n^2 ist, sämtlich ausgerechnet und in eine Tafel eingetragen, so gestaltet sich die Weiterberechnung sehr einfach.

β) Einphasiger Wechselstrom und Drehstrom.

Hierfür gilt das unter **2.** β) Gesagte.

C. Ausführung der Leitungsnetze.

Ueber Regelung und Ausgleichvorrichtungen zur Beseitigung des Spannungsabfalls S. 961 unter b.

a. Freileitungen.*)

1. Als **Leitungsmetall** kommt in erster Linie Kupfer, in zweiter Linie Aluminium in Frage. Gemäfs internationaler Vereinbarung soll der Widerstand des Kupfers von 1 m Länge und 1 qmm Querschnitt bei 20° C höchstens $^1/_{58}$ Ohm = 0,017241 Ohm betragen. Für Festigkeit und Widerstand der normalen Drahtquerschnitte gelten im übrigen folgende Zahlen:

Durchm.	Zuglast in kg, die mindestens 1 Minute lang wirken soll, ohne zum Bruch zu führen		Widerstand in Ohm pro km bei 20° C höchstens	
mm	Cu	Al	Cu	Al
1,7	90		8,0	
2,1	140	60	5,2	9,0
2,5	200	85	3,7	6,4
2,8	250	105	3,0	5,0
3,5	380		1,85	
4,5	600		1,15	

Als kleinster Querschnitt sind für Kupfer 10 qmm, für Aluminium 25 qmm zugelassen. Für die nur bei Kupfer in Frage kommenden Querschnitte 10 und 16 qmm können auch massive Drähte, für Querschnitte von 25 qmm und mehr nur verseilte Leitungen genommen werden.

Für eine Aluminiumleitung von gleichem elektrischen Widerstande, verglichen mit einer Kupferleitung, ergibt sich der Querschnitt ∼ 1,64, der Durchmesser ∼ 1,28, das Gewicht ∼ 0,5, die Festigkeit ∼ 0,95 fach; die Wärmedehnungszahl ist 0,000023, das spezifische Gewicht 0,00275 kg/ccm.

Für Leitungen höherer Festigkeit kommt auch Bronzedraht in Frage, jedoch kaum für Starkstromleitungen wegen des hohen spezifischen Widerstandes.

*) Vgl. Errichtungsvorschriften, Normalien für Freileitungen, Bahnkreuzungen, Schwachstromkreuzungen, Leitsätze für Schutzerdungen des V. d. E. (Verlag J. Springer, Berlin) und Sicherheitsvorschriften des E. V. in Wien (bei Spielhagen & Schurich, Wien), dessen Normen (1909, ergänzt 1914), wo von denen des V. d. E. abweichend, durch die eingeklammerten, mit E. V. W. bezeichneten Zahlen berücksichtigt sind.

2. Die **Festigkeitsrechnung** ist so durchzuführen, dafs die gröfste Beanspruchung im ungünstigsten Fall nicht mehr beträgt als:

bei massiven Kupferleitungen 12 kg/qmm,
bei verseilten Kupferleitungen 16 kg/qmm,
bei Aluminiumseilen 7 kg/qmm.

E. V. W.: Halbhartes Kupfer 10 kg/qmm, hartgezogenes Kupfer 12 kg/qmm, verseilte Leitungen aus hartgezogenem Kupfer 16 kg/qmm.

Der Rechnung ist eine Temperatur von — 20° C (E. V. W. — 25° C) ohne zusätzliche Belastung zugrunde zu legen und der so berechnete Querschnitt nachzuprüfen für eine Temperatur von — 5° C und eine Belastung durch Wind und Rauhreif. Diese Zusatzlast ist hierbei gleich $[190 + 50d]$ g/m einzusetzen, wobei d den Leitungsdurchmesser, bei isolierten Leitungen den Aufsendurchmesser im mm bedeutet. Für blanke Kupfer- und Aluminiumleitungen dürfen die Züge und Durchhänge die in den V. D. E.-Normalien für Freileitungen angegebenen Grenzwerte nicht überschreiten.

E. V. W.: Windbelastung = 150 kg/qm vom Winde senkrecht getroffener Fläche, letztere gleich dem 0,7 fachen Durchmesser × Länge. In Gegenden mit besonders hoher Windgeschwindigkeit 250 kg/qm. Für Rauhreif ist Belastung = 0,015 kg/qm für 1 m Leitungslänge bei — 5° C zu rechnen. Gleichzeitige Berücksichtigung von Rauhreif und Windbelastung ist nicht erforderlich.

Der durch das Eigengewicht der Leitung verursachte Durchhang bei verschiedenen Mastabständen in Abhängigkeit von der Lufttemperatur und der Beanspruchung des Drahtes ist in der Schaulinientafel (Abb. 117) gegeben. Bei Bestimmung des gröfsten Durchhanges ist aufserdem noch die Belastung durch Eis, 0,015 q kg/m bei — 5° C, zu berücksichtigen.

Abb. 117.

Durchhang und Spannung für Kupferdraht von Festigkeit 40 kg/qmm, Elastizitätszahl $\left(\frac{1}{E}\right) = 77 \cdot 10^{-6}$ kg/qmm, Wärmedehnungszahl $= 17 \cdot 10^{-6}$.

3. Die **Leitungsmaste** sind einzuteilen in Holzmaste, eiserne Rohr-, Gitter- und Fachwerkmaste, Betonmaste.

Sie sind zu berechnen für den Spitzenzug und aufserdem für den in der gleichen Richtung auf den Mast selbst entfallenden Winddruck.

Der Spitzenzug der Tragmaste wird durch die in wagerechter Richtung rechtwinklig zur Leitungsebene auf die halbe Länge aller Leitungen der beiden Nachbarfelder wirkenden Winddrücke bestimmt. In der Längsrichtung ist $^1/_4$ dieses Zuges zu rechnen. Gröfste zulässige Abweichung der Leitungslinie in gerader Richtung bei Tragmasten 5°. Spitzenzug der Eckmaste bei Richtungsänderungen über 20° gleich der Mittelkraft aus den gröfsten Leitungszügen. Für kleinere Richtungsänderungen gilt der Spitzenzug für 20° Abweichung. Spitzenzug der Abspannmaste gleich $^2/_3$ des gröfsten einseitigen Leitungszuges, der Endmaste gleich dem ganzen Leitungszug.

α) Die Holzmaste sind billiger, aber weniger haltbar als andere Maste. Verwendet werden dazu in Deutschland Kiefern, Fichten usw., im Auslande Zedern, Kastanien, Zypressen usw. Die Maste werden zweckmäfsig mit Quecksilbersublimat oder mit Teeröl durchtränkt (Lebensdauer dann etwa 15 bis 20 Jahre). Für die Festigkeitsberechnung ist der Winddruck mit 125 kg/qm senkrecht getroffener Fläche der Leitung und der Konstruktionsteile anzunehmen, wobei bei Leitungen die Fläche gleich dem 0,5fachen, bei Masten gleich dem 0,7fachen Durchm. multipliziert mit der Länge in Rechnung zu setzen ist. Zulässige Beanspruchung getränkter Maste oder solcher aus besonders widerstandsfähigem Holz (Lärche) 110 kg/qcm, nicht getränkter Maste 80 kg/qcm (E.V.W. 70 kg/qcm). An Stelle der hiernach berechneten Werte kann für gerade Strecken und einfache Holzmaste die Zopfstärke Z entsprechend der Formel $Z = 1{,}2\sqrt{D \cdot H}$ genommen werden, wobei D die Summe der Durchmesser aller an dem Mast verlegten Leitungen in mm und H die mittlere Höhe der Leitungen am Mast in m bedeutet. Geringste Zopfstärke bei einfachen Masten und Niederspannung 13 cm, bei Hochspannung 15 cm. Bei A-Masten und gekuppelten Leitungen Herabsetzung auf 12 cm zulässig.

(E. V. W.: Bei Betriebsspannungen über 300 V Wechselstrom oder 600 V Gleichstrom 15 cm, bei Betriebsspannungen über 1000 V 17 cm, bei Richtungsänderungen und allen Spannungen 18 cm.)

Gröfste zulässigen Mastabstände bei einem Gesamtquerschnitt der Leitungsdrähte und Schutzdrähte:

bis 110 qmm	80 m,
über 110 bis 210 qmm	60 „
„ 210 „ 300 „	50 „
„ 300 qmm	40 „ .

β) Als eiserne Maste kommen Rohrmaste, gewöhnliche Gittermaste und Fachwerkmaste (Turmmaste) in Frage. Rohrmaste teurer als Gittermaste und daher nur wenig noch in Anwendung. Fachwerkmaste hauptsächlich für sehr grofse Mastabstände, etwa 150 m und mehr. Mastabstände möglichst grofs, bei sehr hohen Spannungen 180 bis 220 m, um niedrige Anlagekosten und möglichst wenig Stellen, an denen Erdschlufs auftreten kann, zu erhalten. Bei Flußübergängen, bei denen an Stelle der Maste eiserne Fachwerktürme treten, sind die Abstände noch gröfser. Gröfste bisher in Deutschland ausgeführte Spannweite etwa 500 m.

Zulässige Beanspruchung auf Zug, Druck und Biegung im ungünstigsten Falle 1500 kg/qcm. Scherbeanspruchung der Niete

1200 kg/qcm, der Schrauben 750 kg/qcm, zulässiger Lochleibungsdruck gleich dem Doppelten dieser Werte. Die auf Druck beanspruchten Teile sind auf Knickbeanspruchung zu berechnen. Knicksicherheit mindestens zweifach nach Tetmajer, oder dreifach nach Euler, jenachdem $\frac{l}{i} \gtrless 105$ ist. Höchst zulässige Durchbiegung der Maste 2 % ihrer freien Länge, wobei der Winddruck als gleichmäfsig auf die freie Mastlänge verteilt einzusetzen ist. Es ist entweder der wirkliche Winddruck zu rechnen (125 kg/qm wie unter α) oder es ist als Windfläche die Hälfte einer als voll angenommenen Mastwand zu berücksichtigen, Winddruck in halber Höhe der Mastlänge angreifend anzunehmen.

Gittermaste der Weserhütte, Oeynhausen i. W.

Querschnitt und Zugricht.	Zug in kg[1]	L = ganze Länge in m und G = Gewicht in kg bei einer Nutzlänge über Boden in m													
		6,0		7,0		8,0		9,0		10,0		11,0		12,0	
		L	G	L	G	L	G	L	G	L	G	L	G	L	G
	200	7,5	135	8,5	155	9,5	205	10,6	230	11,6	250	12,7	330	13,8	360
	300	7.6	165	8,6	190	9,6	225	10,7	245	11,7	310	12,8	340	13,8	380
	400	7,6	180	8,6	200	9,7	260	10,7	290	11,8	330	12,8	360	13,8	460
	500	7,7	210	8,7	245	9.8	280	10,8	310	11,9	395	12,9	430	14,0	490
[2]	400	7,4	175	8,4	200	9,5	230	10,5	280	11,6	310	12,6	390	13,7	430
	600	7.4	200	8,5	235	9,5	290	10,6	330	11,6	385	12,7	450	13,8	495
	800	7,5	240	8,5	290	9,6	330	10,6	385	11,7	460	12,7	515	13,8	575
	1000	7.6	260	8,6	305	9,7	365	10,7	430	11,8	475	12,9	545	14,0	620
	1250	7,7	280	8,8	335	9,9	410	10.9	475	12,0	545	13,0	600	14,0	695
	1500	7.7	295	8,8	370	9,9	435	11,0	505	12,0	600	13,0	680	14,0	745

[1]) Nutzbarer Zug, an der Spitze bis 1,00 m darunter angreifend, für den die Maste nach den ab 1. Januar 1914 gültigen Vorschriften des V. d. E. bemessen sind, Höchstbeanspruchung 1500 kg/qcm. Knicksicherheit der Druckglieder mindestens zweifach nach Tetmajer oder dreifach nach Euler, jenachdem $\frac{l}{i} \lessgtr 105$.

[2]) Der Zug in diagonaler Richtung des Mastquerschnitts darf nur 70 % des angegebenen Zuges betragen.

γ) An Stelle der eisernen Maste werden auch solche aus bewehrtem Beton genommen, die billiger als eiserne Maste sind und nicht, wie diese, eines von Zeit zu Zeit zu erneuernden Anstriches bedürfen. Wegen ihrer Widerstandsfähigkeit gegen salzhaltige und säurehaltige Luft werden sie besonders für Gegenden in der Nähe des Meeres, bei chemischen Fabriken usw. empfohlen.

δ) Bei der Aufstellung sind die Maste und Gestänge ihrer Länge und der Bodenart entsprechend tief einzugraben (im allgemeinen $^1/_6$ der Mastlänge) und gut zu verrammen. Die Streben von Holzmasten sind sorgfältig mit ihnen zu verbinden. Eisenmaste sind entweder einzubetonieren oder durch im Fufsende angebrachte Wellbleche oder dgl. gut zu sichern. Gröfste zulässige Kantenpressung an der Fundamentsohle ohne Berücksichtigung des Erddruckes im all-

gemeinen 2,5 kg/qcm. Bei der Berechnung des Fundamentes ist das Gewicht des Betons mit 2000 kg/cbm, dasjenige des Erdreichs mit 1600 kg/cbm einzusetzen.

ε) Bei Hochspannungsleitungen müssen Eisenmaste, Eisenbetonmaste oder ihre Isolatorenträger und die Ankerdrähte gut g e e r d e t werden. Ferner sind bei der Führung von Leitungen an Wänden und solchen Holzmasten, die sich an verkehrsreichen Stellen befinden, Isolatorenstützen und Tragteile von Streckenschaltern, Kurzschliefsern usw. an die Erdleitung anzuschliefsen. Bei Holzmasten genügt in diesem Falle ein geerdeter Schutzring unterhalb der Leitung.

Träger und Schutzverkleidungen der Leitungen müssen bei Spannungen über 750 V gegen Erde durch einen r o t e n B l i t z p f e i l sichtbar gekennzeichnet werden. Zweckmäfsig ist zum Schutz gegen Erklettern ein Kranz von abwärts gerichteten eisernen Spitzen.

Um zu erschweren, dafs durch V ö g e l der Abstand zwischen Leitung und eisernem Querträger überbrückt wird, sind bei Hochspannungsleitungen die Befestigungsteile, Traversen, Stützen usw. möglichst derart auszubilden, dafs Vögeln keine Sitzgelegenheit gegeben ist, z. B. durch Verwendung geeigneter Querträger nach Abb. 118. Wo dies nicht möglich ist, soll der wagerechte Abstand zwischen der Hochspannungsleitung und den geerdeten Eisenteilen wenigstens 300 mm sein.

Abb. 118.

4. Für den **Abstand der Leitung vom Erdboden,** von Dächern usw. ist die Forderung mafsgebend, dafs die Drähte nur mit besonderen Hülfsmitteln, auf Leitern, Steigeisen usw. erreichbar sein dürfen. Ungeschützte Freileitungen für Hochspannung sollen in der Regel mit ihren tiefsten Punkten mindestens 6 m (E. V. W. 5 m), bei Niederspannung 2,5 m (E. V. W. 3 m) von der Erde und bei befahrenen Wegübergängen mindestens 7 m (E. V. W. 6 m) von der Fahrbahn entfernt sein. Bei Ueberschreitung von Telephon- und Telegraphenleitungen, hohen Bäumen, Flüssen usw. ist der Abstand noch gröfser zu nehmen und von Fall zu Fall den obwaltenden Umständen entsprechend zu bestimmen.

Den Abstand der Leitungen voneinander schreibt V. D. E. nicht vor, sofern sie nicht an Gebäuden usw. befestigt sind oder entlanggeführt werden.

Nach E. V. W. soll bis 300 V Wechselstrom und 600 V Gleichstrom der kürzeste wagerechte Abstand $\geqq 10 + \frac{l}{200}$, der lotrechte Abstand $\geqq \frac{l}{200}$, mindestens 15 cm sein (l = Mastabstand in cm).

5. Hochspannungsleitungen in Ortschaften, auf bewohnten Grundstücken, in der Nähe von Verkehrswegen oder dgl. müssen entweder

so hoch angebracht werden, dafs im Falle eines Drahtbruches die herabhängenden Enden mindestens 3 m vom Erdboden entfernt sind, oder es müssen Vorrichtungen angebracht werden, die das Herabfallen der Leitungen verhindern, oder die herabgefallenen Teile spannungslos machen (Drahtbruchrelais, Gouldsche Kupplung), oder es müssen innerhalb der fraglichen Strecke alle Teile mit entsprechend erhöhter Sicherheit ausgeführt werden. Kennzeichen der erhöhten Sicherheit sind:

Die Leitung wird bei Kupferseilen nur mit 12 kg/qmm, bei massiven Kupferleitungen mit 8 kg qmm und bei Alluminiumleitungen mit 5 kg qmm beansprucht. Die Befestigung der Leitungen an den Isolatoren wird so ausgeführt, dafs bei Isolatorbruch die beiden Enden

Abb. 119.

Abb. 120.

TELEPHON-LEITUNG
PRELLDRAHTSEIL
TELEPHONLEITUNG
HOCHSPANNUNGSLEITUNG
PRELLDRAHTSEIL

der etwa abschmelzenden Leitung nicht herabfallen können. Dafür kommen in Frage ein Sicherheitsbügel nach Abb. 119 oder sog. „bruchsichere Leitungsausführung" nach Abb. 120, oder doppelte Auf-

hängung nach Abb. 121. In Abb. 120 ist die Leitung an 3 Isolatoren unter Verwendung je zweier Hülfsdrähte für jeden Befestigungspunkt aufgehängt. Bei der doppelten Aufhängung Abb. 121 sind oberhalb

Abb. 121.

Abb. 122.

der Leitungsdrähte isoliert aufgehängte Tragdrähte angebracht und mit jenen in Abständen von einigen Metern unter Zwischenschaltung von Isolatoren verbunden. Schutznetze werden wegen ihrer hohen Instandhaltungskosten und wegen häufiger durch sie veranlafsten Störungen nur noch selten angebracht.

6. Die **Verbindung der Leitungen** mufs mindestens 85 % der Festigkeit der zu verbindenden Leitungen besitzen. Sie kann, aufser in der üblichen Weise durch Löten, auch nach Abb. 122 erfolgen. Ueber die zu verbindenden Leitungsenden wird ein mit zwei Längsnuten versehenes Rohr gezogen und fest um die Leitung geprefst. Dann wird mit Hülfe geeigneter Windeeisen die Leitungsverbindung von der Mitte aus um mehrere Umdrehungen verdrillt. Die herausstehenden Leitungsenden werden umgebogen. Lötverbindungen sind von Zug zu entlasten.

Abb. 124.

Abb. 123.

7. Die **Isolatoren,** meistens Mehrfachmantelisolatoren, werden gegenwärtig fast immer aus Porzellan hergestellt. Zu unterscheiden sind Stützisolatoren und Hängeisolatoren.

Prüfspannung nach Vorschriften des E. V. W. 3000 Volt bei Gleich- bzw. Wechselstrom > 600 bzw. 300 Volt bis 1000 Volt, dreifach bis 25 000 Volt, über 25 000 Volt vermehrt um 50 000 Volt.

Die Stützisolatoren waren früher allein üblich. Während für geringere Spannungen die Isolatoren in einem Stück hergestellt werden, sind für höhere Spannungen mit Vorteil aus 2 oder 3 Stücken zusammengesetzte Isolatoren ausgeführt. Abb. 123 zeigt von der Porzellanfabrik Hermsdorf hergestellte Isolatoren, Deltaglocken, im Schnitt für eine Betriebspannung von 40 000 Volt, Abb. 124 für 70 000 Volt. In nach-

stehender Zahlentafel sind Gewichte und Abmessungen einiger Typen für Deltaisolatoren der Porzellanfabrik Hermsdorf zusammengestellt.

Type	Durchmesser	Höhe	Betriebspannung Volt	Prüfspannung			Gewicht
				Oberteil	Mittelteil	Hülse	in kg
J 1381	106	108	10 000	30 000	—	25 000	0,7
J 1383	135	146	20 000	40 000	—	30 000	1,3
J 1385	162	185	28 000	45 000	—	40 000	2,3
J 1388	204	242	40 000	60 000	—	50 000	4,3
J 1391	246	300	50 000	70 000	—	55 000	6,7
J 1394	288	358	60 000	80 000	—	60 000	10,0
J 1397	330	415	70 000	65 000	60 000	60 000	14,1
J 1400	372	471	78 000	70 000	65 000	65 000	19,0

Für Freileitungen mit besonders grofsen Mastabständen sowie für Abspannmaste wird von genannter Fabrik eine Isolatorenreihe für verstärkte Stützen und entsprechend gröfsere Durchmesser und erhöhte Gewichte hergestellt.

Befestigung der Isolatoren auf den Stützen am besten durch Bleiglätte mit Glyzerin oder Hanf mit Mennige oder Teer.

Befestigung der Leitungen am Isolator durch weichen Kupferdraht von 1,5 bis 2,5 mm, bei grofsen Querschnitten oder grofsen Spannweiten sind besonders ausgebildete Klemmschrauben zuverlässiger.

Bei Spannungen über etwa 70 000 Volt macht die Benutzung solcher Stützisolatoren wegen ihres grofsen Gewichtes Schwierigkeiten. Es sind daher für höhere Spannungen Hängeisolatoren, die aus mehreren Einzelisolatoren zusammengesetzt sind, eingeführt. Die Isolatoren können aus den Einzelgliedern dabei entweder kettengliederartig (Abb. 125) oder nach Art der Stützisolatoren (Abb. 126) zusammengesetzt sein. Die kettengliederartig zusammengesetzten Isolatoren haben den Vorteil, dafs beim Bruch eines Gliedes die Leitung noch nicht herabfallen kann, erfordern aber gröfsere Sorgfalt bei Herstellung der einzelnen Glieder in der Fabrik. Die nach Abb. 126 zusammengesetzten Isolatoren geben auch gröfste Sicherheit gegen Herabfallen der Leitung, die einzelnen Glieder bieten geringere Herstellungsschwierigkeiten. Die Hängeisolatoren werden mit Hülfe von Querarmen an den Masten angebracht.

Abb. 125.

Abb. 126.

Solche Hängeisolatoren lassen sich bei verhältnismäfsig geringen Gewichten und Preisen für fast beliebig hohe Spannungen herstellen.

8. Werden an den Hochspannungsgestängen auch **Fernsprechleitungen** verlegt, so sind diese, um Induktionsströme möglichst fern-

zuhalten, auf der ganzen Länge der Leitung fortlaufend zu verdrillen. Die Hochspannungsleitung selbst ist alsdann gleichfalls zu verdrillen, doch genügt bei ihr nur ein Drall für die ganze Länge. Um die Fernsprechleitung gegen herabfallende Hochspannungsdrähte zu schützen, ist zwischen Fernsprechleitung und Hochspannungsleitung ein geerdetes Stahlseil anzubringen. Alle Fernsprechapparate sind mit geeignetem Schutz gegen Hochspannung auszurüsten.

b. Kabel.

Eisenbandbewehrte Bleikabel werden gewöhnlich ohne besonderen Schutz 0,7 bis 1 m tief unmittelbar in die Erde verlegt (bei steinigem Boden zweckmäfsig in einer Sandbettung), und zwar in Städten am besten zwischen Bordschwelle und Plattenbelag des Bürgersteiges; auch legt man zum Schutze gegen Spatenstiche und Pickenhiebe Ziegelsteine u. dgl. über die Kabel. Bei Verlegung im Strafsendamme ist auch bei tieferer Lage der Kabel eine Schutzbedeckung empfehlenswert; ebenso sind die Kabel bei Ueberschreitung von Ausfahrten zu schützen. Bei Kreuzungen von städtischen Strafsendämmen sind die Kabel (zur Verhütung späterer Dammaufbrüche) in (eisernen) Rohren zu verlegen.

VIII. Elektrische Bahnen.*)

A. Strafsenbahnen.

1. Gleisanlage.**)

a. Linienführung.

Die **Linienführung** hängt zunächst von **wirtschaftlichen** Rücksichten ab, indem sie höchste Verkehrsleistung bei kleinsten Transportkosten ergeben soll. Bemessung der Linienlänge mit Rücksicht auf die Tarife; um hinreichenden Personenwechsel und damit Ausnutzung der Wagen zu erzielen, sollten ohne Umsteigeverkehr die einzelnen Linien nicht kürzer als 4 km sein. Die **technischen** Forderungen hinsichtlich Lage-, Steigungs- und Krümmungsverhältnisse, Spurweite, Unterhaltungskosten usw. sind dabei zu beachten und nötigenfalls durch Aenderungen der Linienführung zu erfüllen.

Gleisanlage entweder auf dem Strafsenfahrdamm oder auf besonderem Bahnkörper.

Die **Gleislage** auf dem Fahrdamm richtet sich nach dessen Breite und der der Fahrzeuge (Breite der Strafsenbahnwagen 2,0 bis 2,2 m, Ladebreite der Strafsenfuhrwerke 2,5 bis 3,0 m).

---

*) Vgl. Sicherheitsvorschriften für elektrische Strafsenbahnen und strafsenbahnähnliche Kleinbahnen des V. d. E.

**) Literatur: Dietrich, H. d. I.-W. I. 4. Bd. 4. Aufl. 1912. — Buchwald, Oberbau der Strafsen- und Kleinbahnen, Wiesbaden 1903. — Dietrich, Entwicklung des Strafsenbahngleises infolge Einführung des elektrischen Betriebes, Berlin 1906. — Trautvetter, Elektr. Strafsenbahnen und strafsenbahnähnliche Vorort- und Ueberlandbahnen, Berlin 1913. — Berichte des Internationalen Strafsenbahn- und Kleinbahn-Vereins, Brüssel bis 1912. — Berichte des Vereins deutscher Strafsenbahn- und Kleinbahn-Verwaltungen, Berlin bis 1913.

Als Mindestabstand von allen 1 m und mehr über S.-O. hinausragenden Gegenständen und als Wagenabstand bei doppelgleisigen Strafsenbahnen ist nach § 9 der Preufsischen „Bau- und Betriebsvorschriften für Strafsenbahnen mit Maschinenbetrieb"*) vom 26. September 1906 (Zentralbl. Bauv., 31. Oktober 1906) 0,4 m zulässig, daher Gleisachsenentfernung ≧ 2,4 bis 2,6 m (in Berlin normal 2,63 m). Gleisachsenabstand von Bordschwelle mindestens gleich der halben Wagenbreite, empfehlenswert 1,25 bis 1,40 m.

Bei einseitiger Gleislage und eingleisiger Bahn ist daher eine Fahrdamm-Mindestbreite von etwa 5,00 m, bei zweigleisiger eine solche von etwa 7,50 m erforderlich, aber des Ausweichens der Strafsenfuhrwerke wegen nur für kurze Strecken zulässig. Empfehlenswert sind bei Mittellage der Gleise Mindestfahrdammbreiten von etwa 7,5 bis 8 m bei eingleisiger bzw. 10 bis 11 m bei zweigleisiger Bahn.

Mit Rücksicht auf die Regelung des Strafsenverkehrs nach Richtungen und den Ladeverkehr der Fuhrwerke ist Gleislage in Strafsenmitte am besten (Abb. 127).

Bei Landstrafsen von ausreichender Fahrdammbreite und eingleisiger Bahn wird meist die Seitenlage bevorzugt, da die Rücksicht auf den Ladeverkehr der Fuhrwerke fortfällt und Auslegermasten für die Fahrleitung verwendet werden können; in bebauten Strafsen in Ausnahmefällen bei geringer Breite zulässig, dann Ausweichstellen oder Umführungsweichen erforderlich. Zuweilen erfolgt Abtrennung eines eigenen Bahnkörpers durch Gräben oder besser Bordschwelle (Abb. 144, S. 990).

Abb. 127.

Eine ähnliche Anordnung findet sich zuweilen in besonders breiten städtischen Strafsen, sie ist jedoch nur zu empfehlen, wenn zu beiden Seiten der Gleise (Abb. 128) Fahrdämme vorhanden. Die entsprechende Anordnung mit Lage der Gleise neben den Bürgersteigen ohne scharfe Trennung ist wegen Gefährdung der Fufsgänger und Störung des Ladeverkehrs nicht empfehlenswert.

Abb. 128.

Die **Steigung** richtet sich naturgemäfs nach der der benutzten Strafsen; sie soll bei Reibungsbahnen nach § 2 der „Bau- und Betriebsvorschriften" (S. 980) in der Regel 1 : 15 nicht überschreiten (bei Zahnradbahnen 1 : 4). Stärkere Steigungen sind auf kürzeren Strecken und dann zulässig, wenn ein Probebetrieb die Möglichkeit eines sicheren Betriebes nachweist.

Ausgeführt sind: Remscheid 1 : 9,5, Hastings 1 : 9,2, Lausanne 1 : 8,9, Havre 1 : 8, San Francisco 1 : 7.

---

*) Durch die nachfolgenden Angaben sind durchweg diese Vorschriften berücksichtigt.

Aus wirtschaftlichen Gründen sind Steigungen über 1 : 20 möglichst zu vermeiden.

Die **Krümmungen** richten sich nach den Strafsenkrümmungen und Fahrdammbreiten. Bei stumpfwinkliger Richtungsänderung des Strafsenzuges ist die Krümmung zur Vermeidung von Seitenstöfsen bei schnellem Durchfahren mit $R \geq 50$ m auszuführen. Kurz aufeinanderfolgende Krümmungen in gleichem Sinne sind möglichst durch Bogen von entsprechend grofsem Halbmesser korbbogenartig zu verbinden, ebenso sind scharfe Krümmungen durch Uebergangsbogen mit etwa 50 m Halbmesser oder durch parabolische Uebergangsbogen an den geraden Linienzug anzuschliefsen. S-Kurven sind stets mit Zwischengeraden zu verlegen, deren Länge dem Radstande anzupassen ist (möglichst ≥ 5 m).

Der kleinste Krümmungshalbmesser R (bei spitzwinkliger Richtungsänderung oder Abzweigungen) ist vom Radstande der Fahrzeuge, der Spurweite und Fahrgeschwindigkeit abhängig. Für den geringst üblichen festen Radstand von 1,8 m ist bei Voll- und Meterspur $R \geq 15$ m; Abnutzung der Gleise und Radreifen dabei erheblich, deshalb R möglichst 20 m. Bei doppelgleisigen Kurven mit kleinem Krümmungshalbmesser ist (zeichnerisch) zu ermitteln, ob der Mindestabstand zweier Wagen von 0,4 m überall eingehalten ist (Zuschärfung der Plattform langer vierachsiger Wagen); ein Ausschwenken der Gleise (Gegenkrümmung) ist möglichst zu vermeiden (Beschneiden des Bürgersteigs am Innenstrang).

Als **Spurweite** sind 1435 (Vollspur) oder 1000 mm gebräuchlich; die sonst noch für Kleinbahnen verwendeten Spurweiten von 750 und 600 mm sind für elektrischen Betrieb ungeeignet. Vollspur ist für alle grofsen und erweiterungsfähigen Netze zu empfehlen, da sie den Einbau leistungsfähiger Motoren (daneben noch Kompressoren für Druckluftbremsen), wirksamer Bremseinrichtungen und Verwendung gut gefederter grofser Wagenkasten für grofse Platzzahl gestattet; Meterspur in der Regel nur bei kleineren Anlagen von rein örtlicher Bedeutung mit äufserster Verringerung der Anlagekosten und bei engen Strafsen angebracht, damit neben den Gleisen genügend Raum für die Strafsenfuhrwerke verbleibt und das spitzwinklige Ueberfahren der Gleise vermieden werden kann.

Gleislänge der deutschen Kleinbahnen am 1. Januar 1913.

Spurweite	Strafsenbahnen		Nebenbahnähnl. Kleinbahnen	
	km Gleise	%	km Gleise	%
600 mm u. ä.	17	0,21	860	6,65
750 „ „	10	0,13	2 840	21,98
1000 „ „	3402	42,94	3 266	25,26
1435 „ „	4495	56,72	5 963	46,11
	7924		12 929	

von im ganzen 20 853 km Gleisen der deutschen Kleinbahnen.

Bezüglich der Betriebsart ist zu bemerken, dafs bei den Strafsenbahnen bis auf wenige mit Pferden oder Dampflokomotiven betriebene Bahnen der elektrische Betrieb vorherrscht, während bei den „Nebenbahnähnlichen Kleinbahnen“ meist Dampfbetrieb besteht und erst in neuerer Zeit auch dort elektrischer Betrieb zur Einführung gelangt.

Ausweichestellen bei eingleisigen, in beiden Richtungen befahrenen Strafsenbahnen erhalten je nach der Länge der verwendeten Wagen und der zu einem Zuge vereinigten Wagenzahl eine Länge von etwa

30 bis 50, auch 100 m. Ihre Entfernung l ist abhängig von der durchschnittlichen Fahrgeschwindigkeit V in km/st und der Zugfolge t in min (t-Minutenverkehr)

$$l = \frac{t\,V}{2 \cdot 60} \text{ km.}$$

Abb. 129.

Bei etwa $t \leq 7{,}5$ empfiehlt sich zweigleisiger Ausbau, sonst pünktliche Einhaltung des Fahrplans fraglich. Gebräuchlichste und beste Form der Ausweiche Abb. 129.

Haltestellen sind meist an Ausweichestellen und vor Strafsen- und Bahnkreuzungen (langsames Durch- und Vorbeifahren an der Haltestelle der Gegenrichtung gesichert); bei dichtem Verkehr und doppelgleisiger Bahn Abstand etwa 300 bis 400 m, an besonders belebten Haltestellen Anlage von Schutzinseln, bei Vorortstrecken Errichtung von Schutzhallen empfehlenswert.

Abb. 130. Abb. 131.

Endpunkte werden je nach der Stärke des Verkehrs und der Notwendigkeit des Verschiebens und Ein- und Aussetzens von Anhängewagen verschieden ausgebildet. Beispiele Abb. 130 *a, b, c, d*.

Bei starkem Verkehr mit Anhängewagen ist Anlage von Gleisschleifen sehr vorteilhaft.

Abzweigungen und Kreuzungen sind bei dichtem Verkehr und mangelnder Uebersichtlichkeit durch sichtbare Signale zu sichern; Vorfahrtsrecht der von rechts kommenden Wagen. Gleiskreuzungen (auf Plätzen) lassen sich durch Anordnung von Schleifen vermeiden (Abb. 131).

b. Oberbau.

Das **Gleis** besteht mit Rücksicht auf die Verlegung in der auch von anderen Fuhrwerken benutzten Strafsenfahrbahn in Europa fast stets aus breitfüfsigen Rillenschienen. § 3 der „Bau- u. Betr.-Vorschr." verlangt solche. Baustoff: Flufsstahl, $K_z = 70$ bis 85 kg/qmm bei mindestens 10 % Dehnung, Probestäbe 200 mm lang bei 20 mm Dicke, Druckprobe mit 19 mm-Gufsstahlkugel und 50 000 kg Eindrucktiefe > 3 $< 4{,}5$ mm, Schlagprobe mit beliebigem Schlagmoment, freie Länge 1 m, Durchbiegung ohne Risse 80 mm bei 160 mm Schienenhöhe, 60 mm bei höheren Profilen.

Bei eigenem Bahnkörper verwendet man Vignoles-Schienen auf Querschwellen in entwässerter Kies- oder Schotterbettung (Abb. 144, S. 990).

Vgl. Minimal-Bedingungen für die Lieferung von Schienen, Laschen usw. des Vereins deutscher Strafsenbahn- und Kleinbahnverwaltungen, aufgestellt im Einvernehmen mit den Walzwerken und angenommen auf der XII. Vereinsversammlung in Hamburg, September 1909.*)

*) Sie enthalten die zur Sicherung der Lieferung einwandfreien Baustoffes weiter erforderlichen Bedingungen über zulässige Mafsabweichungen, Kennzeichnung, Gewährleistung, Laschen, Querverbindungen, ferner die für Vignoles-Schienen, Schwellen und Zubehör.

Die **Rillenschienen** werden einteilig (Phönix-Profile) und zweiteilig (Haarmann-Profile) hergestellt. Der „V. D. Str. u. Kl. Verw." hat 1909 von jeder Gattung 4 Normalprofile mit zugehörigen Kurven-

Abb. 132.

Abb. 133.

profilen (*a*) eingeführt, Abb. 132 einteilige, Abb. 133 zweiteilige Rillenschiene und Tafel.

Abmessungen in mm, Gewichte G in kg/m, Querschnitt F in qcm, Widerstandsmomente W in cm³, Trägheitsmomente J in cm⁴, Bezeichnungen Abb. 132 u. 133.

	Einteilige Rillenschienen								Zweiteilige Rillenschienen			
Profil	1	1a	2	2a	3	3a	4	4a	I	II	III	IV
h	160	160	160	160	160	160	180	180	150	160	160	180
f	140	140	150	150	180	180	180	180	140	150	180	180
s	11	11	12	12	12	12	12	12	8	9	10	10
k	92	102	97	109	103	116	103	116	98	108	112	112
l	47	47	51	51	56	56	56	56	47	51	56	56
r	31	34	31	34	31	34	31	34	31	31	31	31
b	14	21	15	24	16	26	16	26	20	20	25	25
d	27	27	29	29	33	33	33	33	26	28	31	31
t	35	35	40	40	40	40	40	40	35	40	40	40
a	94	93	99	98	97	97	117	117	7	7	8	8
b	24	26	25	27	26	28	26	28	5	5	6	6
c	26	30	30	30	30	30	30	30	14	15	17	17
ρ	10	12	10	12	10	12	10	10	8	10	10	10
m	10,5	10,5	11	11	13,5	13,5	13,5	13,5	20,5	20	22	22
G	42,8	45,7	49,1	52,4	56,0	59,8	57,8	61,5	33,3 + 15,2	39,5 + 16,6	36,2 + 19,4	46,8 + 20,4
F	54,9	58,6	63,1	67,3	71,8	76,7	74,1	78,2	—	—	—	—
W	208	215	251	259	299	307	342	356	183 + 44	224 + 49	252 + 70	307 + 98
J	1630	1740	2190	2278	2452	2580	3202	3454	1434 + 377	1868 + 509	2194 + 628	2999 + 1011

Die Rillenbreite in öffentlichen Strafsen darf nach den preufsischen Bau- und Betriebs-Vorschriften 40 mm ohne besondere Genehmigung nicht übersteigen.

Normallänge der Schienen 15 m, wobei 5 % der Gesamtlieferung in Unterlängen von 12,0, 12,5, 13,0, 13,5, 14,0, 14,5 m geliefert werden dürfen.

Die Schienen werden mittels **Spurstangen** aus Flacheisen (60 × 10 mm), hochstegig angeordnet, in Abständen von 2,0 bis 2,5 m zu Gleisrahmen zusammengeschraubt, Einstellung der Spurweite durch Unterlagplättchen (oder nachstellbare Keile, Patent Phönix).

Haltbare **Stofsverbindungen** sind besonders wichtig wegen mangelhafter Zugänglichkeit, daher schwieriger herzustellen.

Stumpfstofsverbindungen mit gewöhnlichen Seitenlaschen zu schwach, besser kräftige Fufslaschen (z. B. System Phönix, Abb. 134) oder Schienenschuhe (z. B. Bauart Scheinig & Hoffmann).

Als Abart der Stumpfstofsverbindungen sind die Kopflaschen anzusehen, die in den Fahrkopf der Schiene hineinreichen. Eine ältere derartige Anordnung, der Schmidtsche Halbstofs (Abb. 135), hat sich wegen des Umbördelns der Schiene und Kopflasche in der Längsfuge nicht bewährt; empfehlenswerter ist die Melaunsche Kopflasche (Abb. 136), die den auf 0,5 m ganz abgeschnittenen Schienenkopf voll ersetzt und eine sichere Uebertragung der Radlast auf den Fufs der gestofsenen Schienen gewährleistet. Viel verwendet wird diese Bauart zur Ausbesserung von Gleisen mit abgenutzten Stöfsen. Empfohlen wird auch bisweilen die Bauart Hesse (Abb. 137).

Abb. 134 bis 136.

Abb. 137.

Abb. 138.

Bei Blattstofsverbindungen werden die Schienen überblattet, indem entweder die mit Dicksteg von 20 mm Stärke versehenen Schienen an der Stofsstelle längs auf Verblattung geschnitten werden oder Wechselstegschienen (System Haarmann) mit unsymmetrischen Stegen zur Anwendung kommen.

Schräger Blattstofs mit unter 45° abgeschnittenen Schienen hat sich nicht bewährt.

Stofslose Schienenverbindungen werden hergestellt durch Umgiefsen der Stofsenden mit Gufseisen (Falksches Verfahren), durch aluminothermische Schweifsung (Goldschmidtsches Thermitverfahren) oder durch Lichtbogenschweifsung (Verfahren der Akkumulatorenfabrik A.-G. Berlin); letzteres Verfahren ist in neuester Zeit durch Einführung der „Laschenschweifsung" sowie des „Kopfspannungstofses" (Abb. 138)

wesentlich verbessert worden. Befürchtungen bezüglich der Folgen von Wärmedehnungen solcher Gleise hat die Erfahrung als unberechtigt erwiesen, wenn die Gleise bei mittlerer Temperatur verlegt werden und nicht allzulange gerade Strecken vorkommen. Bei in Pflaster oder in Beton eingebetteten Gleisen wird die Wärmedehnung fast ganz durch Reibung aufgenommen.

Bei der weit überwiegenden Zahl aller elektrischen Bahnen werden die Schienen zur **Stromrückleitung** des zum Betriebe verwendeten Gleichstroms benutzt (s. auch S. 994). Da die Schienenstöfse, aufser den Falkschen und geschweifsten Stöfsen, infolge Anrostens der Laschen und Schrauben einen verhältnismäfsig hohen elektrischen Widerstand aufweisen, müssen sie durch zuverlässige elektrische Verbindungen von geringem Widerstande überbrückt werden; andernfalls ist ein Uebertreten von Teilströmen auf benachbarte Leiter (Gas- und Wasserleitungen, Kabelarmaturen usw.) und damit das Auftreten elektrolytischer Zerstörungen an den Stromaustrittstellen zu befürchten.

Nach den vom Verein deutscher Strafsenbahn- und Kleinbahnverwaltungen und dem Verbande deutscher Elektrotechniker im Einvernehmen mit dem Deutschen Verein von Gas- und Wasserfachmännern im Jahre 1910 aufgestellten „Vorschriften zum Schutze der Gas- und Wasserrohre gegen schädliche Einwirkungen der Ströme elektrischer Gleichstrombahnen, welche die Schienen als Leiter benutzen" (ETZ 1910 S. 491 *) müssen die elektrischen Schienenverbindungen derart bemessen sein, dafs der Gesamtwiderstand einer mit solchen Verbindungen versehenen Gleisstrecke um höchstens 20 % gröfser ist als der Widerstand eines gleichlangen ununterbrochenen Gleises von gleichem Querschnitt und gleicher spezifischer Leitfähigkeit. Ferner sollen die Schienen eines Gleises sowie die mehrerer nebeneinander liegender Gleise mindestens an jedem 10. Stofs leitend verbunden sein. Auch sind die Schienenanschlüsse an Weichen und Kreuzungen, wie auch deren Einzelschienen mit Kontaktverbindungen zu versehen. Diese Ueberbrückungs- und Querverbindungen müssen wenigstens die Leitfähigkeit einer Kupferverbindung von 80 qmm haben.

Bezüglich der Schienenspannung wird vorgeschrieben, dafs im „inneren verzweigten Schienennetz" und innerhalb eines anschliefsenden 2 km breiten Gürtels bei mittlerem fahrplanmäfsigen Betriebe die rechnerisch ermittelte Schienenspannung zwischen zwei beliebigen Punkten des Netzes 2,5 Volt nicht überschreiten darf, während auf den „auslaufenden Strecken" das gröfste Spannungsgefälle in den Schienen höchstens 1 Volt/km betragen darf.

Die Schienenverbindungen sind jährlich einmal nachzuprüfen und, falls sie einen höheren Widerstand als eine 10 m lange ununterbrochene Schiene aufweisen, instandzusetzen.

Die Schienenverbinder bestehen meist aus verzinntem oder unverzinntem Kupferdraht oder Kupferseil mit Kontaktstöpseln aus Eisen oder Kupfer mit 10- bis 12facher Berührungsfläche des Verbinderquerschnitts oder doppeltem Kupferband. Die Befestigung erfolgt entweder durch Eintreiben eines schwach kegeligen, geschlitzten und verzinnten Eisenstöpsels in ein entsprechendes blank ausgeriebenes Loch im Schienensteg oder durch Stahlkegel, mit dessen Hülfe der verzinnte kupferne Kontaktstöpsel aufgeweitet wird, oder bei den Doppelbandverbindern mittels Stahlflachkeils, der die durch den Schienensteg gezogenen Bandenden auseinandertreibt. Bei freier Schienenlage sind die Schienenverbinder durch die Laschen zu schützen (Schutz gegen Diebstahl).

*) In den Normalien, Vorschriften u. Leitsätzen des V. d. E., Verlag J. Springer, Berlin, enthalten.

Der Ohmsche Widerstand eines gut unterhaltenen Gleises berechnet sich aus dem Widerstande der Schienen (spez. Widerstand $^1/_5$ bis $^1/_6$), deren ganze Länge einzusetzen ist, und dem der Schienenverbinder.

Beim Gleisbau erfordern die **Kurven** besondere Aufmerksamkeit, Anschlufs S. 982. Kurven mit $R \leq 20$ m erfordern die Kurven-Normalprofile (S. 984) mit erweiterter Spurrille (34 mm) und verstärktem Spurrillenflansch. Bei Halbmesser < 15 m und Verwendung von Wagen mit grofsem Radstande (> 1,80 m) ist eine Spurverengung von 2 bis 3 mm ratsam.

Die Verwendung von Aufsenschienen mit flacher Rille von 10 mm Tiefe empfiehlt sich nicht wegen der erhöhten Entgleisungsgefahr.

Die **Weichen** erhalten gewöhnlich zwei bewegliche gekuppelte Zungen, Länge 2 bis 3 m und Halbmesser $R = 30$ bis 50 m; für die anschliefsenden Weichenkurven wird R bis 15 m nach Bedarf vermindert.

Die Weichenzungen von 50 bis 70 mm Höhe ruhen in ganzer Länge auf Gleitstühlen aus Gufseisen oder Gufsstahl; sie werden durch

Abb. 139.

Drehteller (Abb. 139) und Längskeil in der Spurrille an der unbelasteten Zungenseite niedergehalten oder durch Drehbolzen bzw. Schubriegel oder Drehriegel; die Spitze erhält möglichst breite Grundfläche und schlägt unter die an der Leitkante ausgebogene oder ausgeschnittene Backenschiene.

Die nachstellbare Zungen-Kupplungsstange befindet sich in einem abgedeckten und zur leichten Reinigung mit Entwässerungsstutzen versehenen Gufseisenkasten innerhalb der Spur. Das Anliegen der Zungen an den Backenschienen sichern häufig Gewichtshebel oder Federn.

Die Herzstücke werden geradlinig, Neigung 1 : 3 bis 1 : 6, oder als Kurvenherzstück ausgeführt, aus Schienen zusammengesetzt oder in einem Stück (z. B. aus Manganstahl) gegossen.

Zur Verringerung der Abnutzung der Herzstückspitzen werden Flachrillenschienen verwendet oder bei normalen Rillenschienen Auflaufkeile in die Spurrille eingenietet oder autogen eingeschweifst, oder die Spitzen werden aus Manganstahl auswechselbar hergestellt; bewegliche Spitzen selten.

Die **Kreuzungen** von Strafsenbahnen untereinander werden mit Durchführung der Spurrillen meist aus Schienen zusammengesetzt (selten gegossene Stücke) und wie bei den Herzstücken, s. oben, mit Flachrillenschienen oder Auflaufkeilen versehen.

Abb. 140.

Die den Westfälischen Stahlwerken in Bochum geschützte Kreuzung aus zweiteilig zusammengesetzten Schienen hat bis auf die Grundplatte reichende, von oben ohne weiteres aushebbare Aufläufe aus Manganstahl (Abb. 140).

Bei der Kreuzung von Strafsenbahnen mit Eisenbahnen wird meist das Ausschneiden der Eisenbahnschienen zur Durchführung der Spurrille nicht gestattet, infolgedessen Auflaufstücke für die Spurkränze der Strafsenbahnräder und, da auch Befestigungen an den Eisenbahnschwellen wegen des Wanderns der Schienen unzulässig, Herstellung besonderer Tragkonstruktionen für die Zwischenschienen der Strafsenbahn notwendig (Abb. 141, Preufsische Hauptbahn-Normalkonstruktion). Die Kreuzung erfolgt am besten spitzwinklig, 70° bis 80°, damit jede Achse wenigstens mit einem Rad und aufserdem die über Kreuz stehenden Räder eines Untergestelles in der Spurrille geführt sind.

Abb. 141.

Notgleise für Umfahrungen bei Gleisausbesserungen usw. bestehen aus niedrigen, breitfüfsigen Flachschienen; die zugehörigen Weichen können wegen der geringen Fahrgeschwindigkeit mit nur einer beweglichen Zunge hergestellt werden. Zungen- und Herzstücke werden auf breiten Grundplatten befestigt; keilförmige, an den Zungenstücken befestigte Auflaufstücke ermöglichen den Uebergang der Wagen auf die Notgleise.

Die **Gleisverlegung,** bei der die Schienen stets bündig im Strafsenprofil liegen müssen, erfolgt in Schotterstrafsen auf der Packlage unter Verwendung von Schotter oder grobem Kies als Stopfmittel (s. auch III. Bd. S. 610). Falls eine Packlage nicht vorhanden, mufs unter den Schienen ein besonderer Koffer, etwa 250 mm hoch, 500 mm breit, aus Packlage oder Beton (Mischung etwa $1 : 2^1/_2 : 6$) hergestellt werden; bei Schmalspur empfiehlt sich ein unter beiden Schienen durchgehender Packlagekoffer von Bahnkörperbreite. Bei lebhaftem Fuhrwerkverkehr sind die Schienen beiderseits mit einer Reihe von Saumsteinen einzufassen, besser noch, besonders bei Meterspur, die Gleise auf Bahnkörperbreite ganz auszupflastern.

In Steinstrafsen ist ebenfalls die Verlegung der Strafsenbahnschienen auf Packlage- oder Betonkoffern bzw. auf einer durchgehenden Packlagebettung zweckmäfsig. Zur Erzielung eines guten Pflasteranschlusses sind die Schienenkammern mit Zementmörtel 1 : 4 auszustreichen und die Anschlufssteine mit möglichst schmaler Fuge dicht dagegenzusetzen; Betonkoffer müssen so breit sein, dafs die Anschlufssteine in Zementmörtel darauf versetzt werden können. Die Höhe der Anschlufssteine ist möglichst 10 bis 20 mm niedriger als die der Schienen zu wählen, um ein das Kanten begünstigendes Ausklinken der Steine am Fufs zu vermeiden. Mit Rücksicht auf die hochstegigen Spurstangen Pflasterung in Querreihen zwischen den Schienen.

In Asphaltstrafsen werden die Schienen, wenn Verankerungen nicht verwendet werden, auf einen Unterbeton von 150 bis 200 mm Stärke verlegt und mit Asphalt untergossen, dann wird ein der Schienenhöhe entsprechender Oberbeton hergestellt und schliefslich die Asphaltdecke aufgebracht. Das Abbinden der beiden Betonschichten erfordert viel Zeit, und der Oberbeton neben den Schienen bekommt infolge Zusammendrückens des Asphaltuntergusses unter dem Wagengewicht leicht Risse, in die Wasser eindringt, so dafs bei Frost der Beton und die Asphaltdecke zerstört wird. Bei Verankerung der Schienen werden dieselben auf Monierplatten, Ankerstühlen oder Ankerträgern (z. B. Abb. 142) gelagert und ausgerichtet und dann bis zum Schienenkopf in eine einheitliche Schicht von 300 bis 350 mm Stärke, von der etwa 200 mm unter dem Schienenfufs liegen, einbetoniert, worauf sogleich die Asphaltdecke aufgebracht werden kann. Die Verlegung geht schneller, und es wird — besonders bei Ausführung in Stampfbeton 1 : 4 — ein so dichter Anschlufs von Beton an Schiene erzielt, dafs Lockerung und Rissebildung ausgeschlossen erscheint. Anschlufs des Stampf-Asphaltbelages an die Schienenköpfe in der Regel unter Zwischenschaltung eines Streifens aus Gufsasphalt, Asphaltplatten oder Hartholz.

Abb. 142.

In neuester Zeit ist mit Erfolg eingeführt die Verlegung niedriger breitfüfsiger Rillenschienen (Höhe 100 mm, Fufsbreite 180 mm) auf eisenbewehrten trogförmigen Betonschwellen (Bauart Busse-Reinhardt, Abb. 143). Vorteile sind: schnelle Verlegung, da auf Abbinden des Betons nicht zu warten ist;

Abb. 143.

leichte Auswechslung der Schienen ohne Zerstören der Betonbettung. Die Schienen werden an den Stöfsen verschweifst und der Hohlraum des Betoneisentroges nach Asphaltanstrich mit Zementmörtel verfüllt, so dafs die Asphaltdecke über die seitlichen Rippen des Troges bis an den Schienenkopf in einem hergestellt werden kann. (Bei den Städt. Strafsenbahnen Berlins in grofsem Umfange angewendet.)

Bei Gleisverlegung in Asphaltstrafsen wird vielfach angestrebt, zur Vereinfachung der Unterhaltung im Gleisbereich Steinpflaster (Kleinpflaster) zu verwenden, was aber nur bei gröfserer Fahrdammbreite (15 m u. mehr) bzw. schwachem Fuhrwerkverkehr angängig ist (Karlsruhe, Düsseldorf u. a.).

In **Holzpflaster** erfolgt die Verlegung ähnlich wie in Asphaltpflaster. Innerhalb der Spur Querreihen, längs den Schienen Saumreihen, der leichteren Auswechslung wegen ohne Verband mit dem übrigen Pflaster.

Abb. 144.

1:40

Es empfiehlt sich, für gute **Entwässerung** der Schienen (Rillen) zu sorgen, um das Eindringen des bei Frostwetter rasche Zerstörung verursachenden Wassers zu mindern.

Gleisverlegung auf eigenem Bahnkörper nach den für Eisenbahnen geltenden Grundsätzen (Abb. 144); ähnlich ist bei Verlegung in „Rasenstreifen" städtischer Strafsen zu verfahren. Eisenbewehrte Betonquerschwellen sind zu empfehlen.

c. Unterhaltung.

Nach § 37 der Bau- und Betriebsvorschriften für Strafsenbahnen vom 26. 9. 06 bzw. § 26 der B. B. V. für Nebenbahnen vom 15. 1. 14 müssen die Kleinbahnen mit Fahrgeschwindigkeiten > 20 km/st täglich, < 20 km/st mindestens jeden dritten Tag nachgesehen werden.

Die Unterhaltung der Gleisanlagen erstreckt sich insbesondere auf die Weichen, Kreuzungen, Stofsverbindungen, Kurven, den Anschlufs der Strafsendecke, die Reinigung der Spurrillen und Weichen.

Die Weichen sind als die durch den Fuhrwerkverkehr am meisten gefährdeten Teile der Gleisanlage ständig auf ihre Betriebsbereitschaft zu prüfen, wobei auf leichte Beweglichkeit und gutes Anliegen der Zungen, Nachrichten der Keile und Nachstellen der Kuppelstangen besonders zu achten ist.

Grofse Aufmerksamkeit ist ferner dem Zustande des Anschlufspflasters zu widmen, insbesondere sind Fugen und Risse, die das Eindringen von Wasser ermöglichen, schnellstens zu beseitigen, bei Steinpflaster sind schiefstehende oder versackte Steine zu unterstopfen und geradezurichten, vorspringende sind einzurammen, ausgewaschene Fugen mit Sand, Mörtel oder Gufsasphalt auszugiefsen. Ausgefahrene Stellen neben den Schienen sind bei allen Pflasterarten möglichst schnell zu erneuern.

Kurven, besonders solche mit kleinerem Halbmesser, sind an den Leitkanten zur Verminderung von Abnutzung und Geräusch mit wässeriger Graphitlösung zu streichen.

Die Reinigung der Spurrillen erfolgt meist von Hand, doch sind in einzelnen Anlagen (Düsseldorf, Hannover, Nürnberg) auch besondere

Reinigungswagen mit umlaufenden Bürsten, Kratzern und Saugeinrichtung im Betrieb. Bei Frost mufs zum Auftauen des in den Rillen und Weichen festfrierenden Schmutzes Salz verwendet werden.

2. Kraftwerk.*)

a) Als **Stromart** kommt für Strafsenbahnen mit geringen Ausnahmen nur **Gleichstrom** von 500 bis 700 Volt in Betracht; die letztere Spannung besonders für vereinigte Stadt- und Ueberlandbahnen, für rein städtische Strafsenbahnen überwiegend bis höchstens 600 Volt.

b) Ist P der durchschnittliche **Arbeitsverbrauch**/tkm in Wattstunden im Kraftwerk gemessen, G das durchschnittliche Dienstgewicht eines Wagens (Leergewicht + Nutzlast bei halber Besetzung), v die mittlere Fahrgeschwindigkeit einschliefslich der Aufenthalte in km/st, a die Anzahl der auf der Strecke befindlichen Wagen, so beträgt die **mittlere Belastung** des Kraftwerkes in kW

$$L = P G v a : 1000$$

oder, wenn man die Streckenlänge in km mit l und die Zugfolge in min mit t bezeichnet (t-Minutenverkehr),

$$L = \frac{2 \, . \, 60 \, l P G}{t \, 1000}.$$

Der Wert von P schwankt nach dem Gleiszustande, der Anzahl und dem Halbmesser der Krümmungen und der Häufigkeit des Anfahrens zwischen 45 bis 50 und 70 Wattst/tkm, vorausgesetzt, dafs es sich um normalen Ober- oder Unterleitungsbetrieb handelt und stärkere Steigungen von nennenswerter Länge nicht vorhanden sind; andernfalls sind diese durch Zuschläge zu berücksichtigen, die sich aus der zu leistenden Hubarbeit in mkg unter Zugrundelegung eines Gesamtwirkungsgrades der Kraftübertragung vom Kraftwerk bis zur Wagenachse von 0,60 bis 0,65 ergeben. Dabei ist zu berücksichtigen, dafs in Gefällen über 11 bis 12 ‰ Arbeit aufser für Beschleunigung nicht aufzuwenden ist. Schnee und Laubfall erhöhen den Strombedarf beträchtlich (häufig um 20 bis 25 %). Endlich sind **Beleuchtung** (S. 998) und **Heizung** (S. 1002) zu berücksichtigen.

Abb. 145.

Infolge des häufigen und unregelmäfsigen Anfahrens bzw. der für die erforderliche beträchtliche Beschleunigung (bis 0,8 m/sk²) nötigen hohen Anfahrstromstärken übersteigt bei geringer Wagenzahl die stofsweise auftretende Belastung des Kraftwerkes die mittlere sehr erheblich; mit zunehmender Wagenzahl nimmt dieser Unterschied ab (vgl. Abb. 145).

*) Vgl. Sicherheitsvorschriften des V. d. E. (Bahnvorschriften); Preufs. Bau- und Betriebsvorschriften für Strafsenbahnen mit Maschinenbetrieb (S. 980).

c) In kleineren Anlagen empfiehlt es sich daher häufig, zur Aufnahme der Belastungsspitzen eine **Pufferbatterie** heranzuziehen, während die Maschinenanlage nur dem mittleren Bedarf angepafst wird.

Eine solche Batterie stellt bei Betriebsstörungen eine sehr wünschenswerte Augenblicksaushülfe dar; zugleich gestattet sie meistens, die Maschinenbetriebszeit zu kürzen, indem der Strom für die ersten bzw. letzten Fahrten, sowie für Beleuchtung und Werkstättenbetrieb während der Nachtstunden der Batterie entnommen wird.

Zellenzahl der Pufferbatterien $= E : e$, wobei E die mittlere Sammelschienenspannung, e die Ruhespannung einer Zelle (2,08 Volt, $E = 550$ bis 770 Volt).

Ausgleichende Wirkung der Pufferbatterie wesentlich gesteigert durch eine mit ihr in Reihe geschaltete, selbsttätig umkehrbare Zusatzmaschine (Bauarten: Pirani, Highfield oder Lancashire, Entz); dadurch wird auch die Sammelschienenspannung wesentlich gleichmäfsiger (vgl. S. 935 ff.)

Als **Stromerzeuger** bei Betrieb mit Pufferbatterie nur Nebenschlufsmaschine empfehlenswert, bei reinem Maschinenbetrieb dagegen Doppelschlufsmaschine (Ueberkompoundierung).

Die Wahl der **Maschineneinheiten** ist abhängig von den zu erwartenden Verkehrsschwankungen und der Verkehrszunahme. Eine tunlichst geringe Anzahl gleicher Einheiten ist zu erstreben, von denen bei normalem Betrieb stets eine zur Aushülfe stehen sollte.

Lage des Kraftwerkes möglichst nahe dem Schwerpunkt des Stromverbrauches, bei grofsen Netzen häufig Verlegung nach den Aufsenbezirken mit Rücksicht auf billige Kohlen- und Wasserbeschaffung erforderlich, alsdann Kraftübertragung gewöhnlich mittels Drehstromes nach Unterstationen an geeigneten Punkten des Netzes, daselbst Umformung in Gleichstrom (550 bis 770 Volt) mit Hülfe von Motorgeneratoren, Kaskaden- oder Einankerumformern (S. 926 ff.). Die zunehmende Ausbreitung von grofsen Hochspannungs-Drehstrom-Kraftwerken (Ueberlandzentralen) erleichtert die Anlage von Umformerwerken zur Bahnstromlieferung aufserordentlich. Wenn Drehstromlieferung nicht nach Spitzentarif, sondern nur nach kWst zu bezahlen ist, können die stofsweise sehr überlastbaren Kaskaden- und Einankerumformer mit wirtschaftlichem Vorteil auch ohne Pufferbatterie arbeiten.

3. Stromzuführung.*)

a) **Oberleitungsbetrieb**, zur Zeit am meisten verwendet, weil sicher und billig. Ueber den Gleisen (bei der Dickinson-Rolle auch seitlich davon) wird die Arbeitsleitung (Fahrdraht, Kontaktleitung) bei geraden Strecken in Abständen von 35 bis 40 m doppelt isoliert an Auslegern oder Querspanndrähten elastisch aufgehängt, bei **Rollenbetrieb** in Krümmungen mit $R > 50$ m in solchem Abstande, dafs die Höhe des Bogens, der zur vom Fahrdraht gebildeten Sehne gehört, etwa 25 cm beträgt, bei $R < 50$ m etwa $0{,}005\,R$; bei **Bügelbetrieb** Abweichungen von Gleismitte je nach Bügelbreite (bei 1,2 m etwa 0,45 m), in der Geraden Zickzackverlegung für gleichmäfsige Bügelabnutzung.

*) vgl. Anm. *) S. 980.

Fahrdrahthöhe 5 bis 6 m, ausnahmsweise bis 7,5 m; Querschnitt 50 bis 100 qmm, Runddraht von 8 bis 9 mm Durchm. oder Profildraht von 8-förmigem Querschnitt, in der Regel aus hartgezogenem Kupfer (K_z = 38 bis 40 kg/qmm), Leitfähigkeit 96 bis 97 % von der des reinen Kupfers; Befestigung des Fahrdrahtes an den Isolatoren am besten durch Klemmung. Spannung des Fahrdrahtes bei — 15° C nach Bahnvorschriften des V. d. E. so, dafs 3fache Sicherheit vorhanden, Holzmasten 7fach, Eisenmasten 4fach, wobei der Winddruck mit 125 kg/qm senkrecht getroffener Fläche in Rechnung zu ziehen ist; nicht an Fahrdrahtmasten befindliche Freileitungen aus nicht hartgezogenem Draht müssen 5fache Sicherheit aufweisen. Fahrdraht etwa alle 500 m durch Streckenisolatoren in einzelne Abschnitte geteilt, die durch Oeffnung eines oder zweier Streckenausschalter spannungslos gemacht werden können. Streckenisolatoren sind in der Regel auch Verankerungspunkte der Fahrleitung. Einzelne Schalter betriebsmäfsig stets geöffnet; die dadurch geschaffenen gröfseren Leitungsabschnitte sind mit der positiven Sammelschiene der Stromerzeugungsstelle durch besondere isolierte Speiseleitungen verbunden, die in Städten fast stets als eisenbandgeschützte Kabel unter den Bürgersteigen, auf Vorortstrecken auch als blanke Leitungen auf Porzellanisolatoren an den Bahnmasten verlegt werden.

Rohrmaste (meistens 3fach abgesetzte Mannesmann-Rohre) mit verziertem Gufseisensockel, Bundringen und Bekrönung im Stadtinneren, Gittermaste (S. 975) auf Aufsenstrecken, Holzmaste wegen geringer Lebensdauer nicht zu empfehlen. Mastquerschnitt je nach Verwendung als Trag-, Kurven- oder Abspannmast verschieden, erforderliche Sicherheit s. o. Wenn möglich, Befestigung der Querdrähte aus verzinktem Stahldraht von 3, 5 und 6 mm Durchm. und etwa 100 kg/qmm Festigkeit an Hausrosetten mit Schalldämpfern.

Speiseleitungen im Kraftwerk einzeln ausschaltbar und durch selbsttätige Höchststromausschalter gegen Ueberlastung (durch Kurzschlüsse usw.) geschützt.

Zulässiger Spannungsabfall in der Fahrleitung einschl. Speiseleitung und Rückleitung bis 20 %, lange Aufsenstrecken bis 30 %, wobei aufsergewöhnliche Betriebsverhältnisse (Schneefall, erhöhter Verkehr) zu berücksichtigen sind.

Zum Schutz gegen atmosphärische Entladungen sind in jedem Streckenabschnitt Blitzableiter (Hörnerblitzableiter oder solche mit magnetischer Funkenlöschung) anzubringen.

Schwachstrom (Fernsprech-) leitungen werden bei Kreuzungen mit der Oberleitung gegen Stromübergang bei Bruch der ersteren durch isolierende Leisten (Holz, Gummi usw.) auf der Oberseite des Fahrdrahtes oder besser durch Schutznetze oder geerdete Schutzdrähte, die etwa $^3/_4$ m oberhalb des Fahrdrahtes gespannt werden, geschützt; aufserdem werden die Schwachstromapparate durch vorgeschaltete Schmelzstreifen gesichert.

Stromentnahme aus der Fahrleitung mittels Rolle oder Bügel; Rolle in den Vereinigten Staaten fast ausschliefslich angewendet, für Stromstärken bis 300 und 400 A, Rolle aus Bronze, Anpressung 3 bis 7 kg, bei hoher Geschwindigkeit bis 20 kg; Bügel in Europa

weit verbreitet, da er eine gefälligere Anordnung der Fahrleitung ermöglicht und bei Krümmungen und Weichen nicht wie die Rolle entgleisen kann, für Stromstärken von 150 bis 200 A stofsweise, dauernd 75 bis 100 A, Schleifstück aus Aluminium, Anpressung 3 bis 5 kg.

Die **Stromrückleitung** zur negativen Sammelschiene erfolgt in der Regel über die Wagenräder durch die Schienen (unter **1.**). Für Ueberschlagsrechnungen kann man den Widerstand eines km Einfachgleises setzen $= \frac{1}{\text{kg Gewicht für 1 lfd. m Schiene}}$. Ueber den zulässigen Spannungsverlust in den Schienen vgl. S. 986.

Bei gröfseren Streckenlängen und Belastungen sind häufig isolierte Rückleitungen erforderlich, in die unter ungünstigen Verhältnissen besondere Saugemaschinen (sousvolteurs, milking boosters) eingeschaltet werden müssen, das sind Maschinen, deren Anker in der betreffenden Rückleitung in Reihe eingeschaltet sind, während ihre Felder von dem Strom der den entsprechenden Bezirk versorgenden Speiseleitungen erregt werden.

Unter besonderen Umständen (zum Schutze physikalischer Institute usw. und um elektrolytische Zerstörungen ganz auszuschliefsen) wird doppelpolige Fahrleitung angewendet. Die Stromabnahme erfolgt dann durch zwei Rollen oder durch eine Rolle und einen Bügel.

Bei günstigen Netzverhältnissen gewährt die Anwendung eines Dreileitersystems (Schienen als Mittelleiter) beachtenswerte Vorteile, indem die Speiseleitungen für 2 × 550 bzw. 2 × 650 Volt bemessen werden können und die Spannungsverluste in den Schienen sehr gering werden.

b) **Unterleitung.** Stromzuführung erfolgt durch Kontaktschienen, die in einem Betonkanal im Strafsenkörper an Porzellanisolatoren befestigt sind; Stromabnahme durch einen am Wagenuntergestell befestigten Kontaktarm, der durch einen 25 bis 30 mm breiten Schlitz in den Kanal hineinreicht und bei gemischtem Ober- und Unterleitungsbetrieb an jeder Stelle aus dem Kanal herausgezogen werden kann. Schlitz entweder in der Gleismitte oder als Spurrille einer Schiene ausgebildet, erstere Anordnung erleichtert die Weichenanlage (in New-York und London ausgeführt), letztere ergibt eine geringere Beanspruchung der Strafsendecke (System S. & H., Anlagen in Budapest, Wien, Berlin). Stromzuführung der besseren Isolation wegen in der Regel doppelpolig.

Vorteil der Unterleitung: Störung des Strafsenbildes vermieden.

Nachteile: Anlagekosten ein Mehrfaches gleichwertiger Oberleitung, Unterhaltungskosten wesentlich höher als bei dieser, Betriebssicherheit dagegen geringer, Kanal bildet eine weitere Belastung des städtischen Strafsenuntergrundes.

c) **Kontaktknopf- oder Teilleitersystem;** die zahlreichen Erfindungen in dieser Richtung haben zu nennenswerten praktischen Erfolgen bisher nicht geführt.

d) **Akkumulatorenbetrieb.** Jeder Wagen erhält eine Batterie, deren Ladung entweder für den ganzen Tagesbedarf ausreicht oder die an den Endhaltestellen nach einer oder mehreren Fahrten wieder ergänzt wird. Dieses System erfreute sich eine Zeitlang in Europa bei Behörden und Stadtverwaltungen aus ästhetischen Gründen grofser Beliebtheit, seine grofsen Nachteile in betriebstechnischer und wirtschaftlicher Beziehung haben es jedoch zum Verschwinden gebracht.

Das grofse Eigengewicht der Akkumulatoren (bis zu 3,5 t), das als tote Last mitzuführen ist, erfordert kräftige und schwere Wagen und daher einen starken Oberbau; der rasche Verschleifs der Batterien (infolge der fortwährenden Erschütterungen und der zeitweiligen hohen Stromentnahmen) und die starke Abnutzung des Oberbaues verursachen hohe Unterhaltungskosten; das grofse Wagengewicht und der schlechte Wirkungsgrad der Batterien hohe Stromkosten; der nicht zu beseitigende Säuregeruch bildet eine stete Belästigung der Fahrgäste; die Betriebssicherheit ist weit geringer als bei Oberleitung, da besonders bei Schneefall die Kapazität der Batterien in der Regel nicht ausreicht.

e) **Gemischter Akkumulatoren- und Oberleitungsbetrieb.**

Die Wagenbatterien werden auf den Aufsenstrecken aufgeladen.

Vorteil: Keine Oberleitung im Inneren der Städte und geringeres Batteriegewicht.

Nachteile: Wie bei d.

f) **Gemischter Ober- und Unterleitungsbetrieb.**

Beste Lösung, wenn Oberleitungsbetrieb streckenweise nicht zulässig.

4. Wagen und Motoren.

a) **Fahrgeschwindigkeit** 10 bis 15 km/st in Städten, bis 20 km/st auf freien Strecken, bis 30 km/st auf Landstrafsen.

Die Wagen sind sowohl zur Sicherheit wie zur vollen Ausnutzung des Reibungsgewichtes (das bei trockenen Schienen mit höchstens 150 kg/t, bei Verwendung des Sandstreuers mit 300 kg/t einzusetzen ist) in der Regel mit zwei **Motoren** ausgerüstet, deren Stundenleistung (vgl. Norm. f. Bew. u. Prüfung elektr. Masch. des V. d. E., s. auch S. 865) etwa 25 bis 35 PS beträgt und die vorübergehend bis zu 50 PS belastet werden können. Zulässige Uebertemperatur am Ende der einstündigen Bremsung mit normaler Belastung 20° C höher zulässig als die S. 865 angegebenen Werte (vgl. Normalien des V. d. E.). Motoren vierpolig mit ganz geschlossenen, staub- und wasserdichten Stahlgufsgehäusen, zweiteilig, untere Hälfte zum Herunterklappen beim Nachsehen. Aufhängung einerseits mit Pratzenlagern auf der anzutreibenden Radachse, um die eine kleine Drehung möglich, anderseits auf einem Querstück, das gegen das Untergestell abgefedert ist, wenn durchführbar: Schwerpunktaufhängung. Antrieb der Radachse durch einfache Zahnradvorgelege (1 : 3 bis 1 : 6,25), Zähne gefräst. Ritzel geschmiedeter Siemens-Martin-Stahl, grofses Zahnrad zweiteilig aus Stahlgufs.

Ausschliefslich werden Hauptstrommotoren wegen ihrer grofsen Anzugskraft und selbsttätigen Geschwindigkeitsregelung je nach der verlangten Leistung (Abb. 146) verwendet. Nebenschlufsmotoren nur bei Zahnradbahnen zwecks Stromrückgewinnung.

Unter schwierigeren Betriebsverhältnissen, bei ungewöhnlich hoher Spannung: 750 bis 850 Volt, kurz dauernder hoher Ueberlastung durch starke Steigungen von geringer Länge u. dgl. finden neuerdings häufiger Hauptstrommotoren mit Hülfspolen (Wendepolen, S. 887) Verwendung, deren Feuergrenze wesentlich höher liegt als bei den normalen Motoren. Daher Unterhaltungskosten infolge geringeren Bürstenkohlenverbrauches und gröfserer Schonung des Stromwenders erheblich geringer, Betriebsicherheit höher, da Ueberschläge von Bürste zu Bürste wesentlich seltener, ferner ist wegen ihrer besseren Stromwendung eine weitgehende Schwächung des Magnetfeldes möglich und damit wirtschaftliche Regelung der Fahrgeschwindigkeit: 4 bis 5 Fahrstufen anstatt 2, besonders wichtig, wenn auf Vorortstrecken erheblich höhere Fahrgeschwindigkeit zulässig als im Stadtinneren (siehe unter b.).

Abb. 146.

Gleichstrom-Bahnmotoren (Hauptstromwicklung).

Lfd. Nr.	Stundenleistung nach Vbds.-Norm. PS	Spannung Volt	Uml./min	Gewicht ohne Zahnräder kg	Bemerkungen
1	25	500	540	710	Die mit *) bezeichneten Motoren besitzen Wendepole, die unter laufender Nr. 1 bis 8 aufgeführten lassen eine kleinste Spurweite von 1000 mm und einen Laufkreisdurchmesser von 800 mm zu. Abstand des Zahnradschutzkastens von S.-O. etwa 75 bis 90, des Motors etwa 100 mm.
2	25	550	525	730*)	
3	35	500	540	800	
4	35	550	530	920*)	
5	45	550	550	1060	
6	56	500	610	1225	
7	56	750	530	1300*)	
8	64	550	590	1300*)	
9	80	950	680	1600*)	
10	90	1000	580	1850*)	
11	135	1000	750	2560*)	
12	160	1000	660	3200*)	

Gewichte der Zahnräder mit Schutzkasten etwa 150 kg bei 25 bis 35 PS, 250 bis 275 kg bei 90 bis 160 PS.

b) **Schaltung** der Motoren erfolgt allgemein nach dem Reihen-Parallel-System, da hierbei die Verluste in den Vorschaltwiderständen am geringsten (zuerst beide Motoren mit Vorschaltwiderstand in Reihe, letzterer stufenweise ausgeschaltet, alsdann beide Motoren parallel, wieder mit Vorschaltwiderstand, der stufenweise ausge-

schaltet wird). Gewöhnlich besitzt der **Fahrschalter** 7 bis 8 Schaltstufen, von denen nur die Reihen bzw. Parallelstellung ohne Vorschaltwiderstand dauernd zu benutzen sind; weitere Dauerstellungen durch Feldschwächung (Abb. 147). Ein Fahrschalter (Kontroller) mit magnetischer Funkenlöschung auf jeder Plattform.

Der Fahrschalter nach Abwicklung Abb. 147 ergibt 11 Fahr- und 5 Bremsstellungen; die Stellungen V, VI, IX, X, XI sind Dauerstellungen, davon VI u. X, XI mit Feldschwächung durch Parallelschalten von Widerständen zur Hälfte jeder Feldwicklung. Bei Stellung 1 bis VI sind die Motoren in Reihe, 7 bis XI parallel geschaltet; Abb. 149 zeigt die Verbindungen für einige Schaltstellungen.

Auf vorwärts und rückwärts wird durch eine besondere, mit der Fahrwalze mechanisch verriegelte Umschaltwalze geschaltet, die nach Abb. 147 auch gestattet, nur mit Motor I oder II zu fahren (Aushülfschaltung).

Abb. 147 ergibt mit Abb. 148 das Gesamtschaltbild des Wagens unter Beachtung, dafs die mit gleichen Bezeichnungen versehenen Klemmen und Leitungen der beiden Abbildungen zu verbinden und 2 Fahrschalter vorhanden sind; *B W* ist ein Bremswiderstand, auf den die bei den Motoren parallel unter Vorschaltung des stufenweise kurzzuschliefsenden Anlafswiderstandes in der

Abb. 147.

Abb. 148.

Bremsstellung 1' bis 5' arbeiten (Abb. 149, für 1'), *BS* eine zu *BW* parallel geschaltete Solenoidbremse (die auch für die Anhänger vorgesehen werden kann). *Dr* ist eine Drosselspule, *Bl* Blitzableiter, *Ma* Höchststromschalter, *S* Sicherung; die Wagenbeleuchtung wird zwischen *Dr* und *Ma* abgezweigt.

Abb. 149.

Für einfachere Fälle ergeben sich aus Abb. 147 bis 149 die Schaltungen durch Fortlassen der dann überflüssigen Teile; auch kann dann öfter Fahr- und Umschaltwalze vereinigt werden.

c) Jeder Wagen erhält Signalglocke, Sandstreuer, Blitzableiter und selbsttätigen Starkstromausschalter. Beleuchtung in der Regel durch 2 Glühlampenstromkreise mit Ausschalter und Sicherungen zu je 5 Lampen.

d) **Bremsung** erfolgt:

α) durch Handbremse (4 bzw. 8 Bremsklötze auf die Radreifen wirkend) oder

β) auf elektrischem Wege:

a) durch Gegenstrom (die Motoren werden auf Rückwärtsstrom geschaltet, nur als Gefahrbremse),

b) durch Kurzschlufsbremsung (Motoren als Dynamos auf einen Widerstand geschaltet, Abb. 147 bis 149),

c) durch Solenoidbremsen (ein Solenoid zieht einen Eisenkern an und prefst dadurch die Bremsklötze gegen die Radreifen, Abb. 149),

d) durch elektromagnetische Schienenbremsen.

Bei den unter b), c) und d) genannten Bauarten liefern die als Dynamos geschalteten Motoren den Bremsstrom; die erforderliche Arbeit wird der lebendigen Kraft des Wagens entnommen, bei d) wird nach Bedarf auch Strom aus dem Netz zur Betätigung der Bremse verwendet. Elektrische Bremsen als Betriebsbremsen bedingen u. Umst. mit Rücksicht auf Erwärmung Wahl eines gröfseren Motors.

γ) durch Luftdruck; die erforderliche Prefsluft wird meist von einem Achskompressor geliefert.

Elektrische und Luftdruckbremsen gestatten zugleich Bremsung der Anhängewagen durch den Motorwagenführer. Bremsverzögerung 0,8 bis 1,0 m/sk².

e) **Gewichte** vollständiger elektrischer Ausrüstungen eines Wagens (einschl. Motoren mit Zahnrädern und Schutzkasten)

bei 2 × 25 PS etwa 2400 kg,
„ 2 × 35 „ „ 2500 bis 3000 kg,
„ 2 × 56 „ „ 3200 kg.

Wagen-Leergewichte.

	Motorwagen			Anhänger
Zahl der Achsen	2	2	4	2
„ „ Sitzplätze	16	20	28	16
„ „ Stehplätze	16	14	12	14
Gewicht, betriebsfertig in t rd.	8,3	9	13,5—16,5	4—4,5 geschlossen, 2,5—3 offen.

5. Wagenhallen und Werkstätten.

Unterbringung und laufende Untersuchung der Betriebsmittel erfolgt stets in geschlossenen Wagenhallen, deren Gleise auf mindestens $^1/_3$ ihrer Länge unterkellert sind. Grubentiefe: 1,4 bis 1,5 m, Breite ausreichend für den Ausbau der Motoren nach unten.

Gleisabstand: 3,2 bis 3,5 m. Hallenhöhe von S.-O. bis Binder: 4,5 bis 6,0 m. Reichliche Be- und Entwässerung zwecks guter Wagenreinigung, natürliche Beleuchtung durch Oberlichter und hochliegende Seitenfenster, künstliche durch Glühlampen zwischen den Gleisen bzw. in den Gruben. Nieder- oder Mitteldruck-Dampfheizung, nur bei kleinen Anlagen Ofenheizung. Möglichst nicht mehr als 5 bis 6 Wagen hintereinander, da andernfalls zu viel Verschiebedienst. Empfehlenswert Gefälle von 1,5 bis 2 ‰ in der Ausfahrtrichtung, um Entleerung der Halle bei Feuersgefahr zu erleichtern. Einfahrt durch Weichenstrafsen einer Schiebebühnenanlage weit vorzuziehen.

Bei kleineren und mittleren Betrieben ist in der Regel die Ausbesserungswerkstatt mit der Wagenhalle vereinigt; in grofsen Netzen mit mehreren Wagenhallen ist dagegen gewöhnlich eine besondere Hauptwerkstatt vorhanden.

Gute Werkstatts-Anlage und -Ausrüstung wesentlich zur Erzielung geringer Unterhaltungskosten.

Bebauter Raum in qm für *z* Wagen.

z	Wagen-halle	Werk-statt	Zu-sammen	*z*	Wagen-halle	Werk-statt	Zu-sammen
10	370	350	720	40	1360	735	2095
12	410	360	770	50	1715	785	2500
16	595	440	1035	60	2020	925	2945
20	730	490	1220	72	2440	975	3415
30	1090	590	1680	84	2850	1075	3925

B. Elektrische Bahnen mit eigenem Bahnkörper.

Hierzu gehören:

1. Städte-Verbindungs- und Ueberlandbahnen,
2. Stadt-Schnellbahnen (Hoch-, Unterpflaster-, Tief- und Schwebebahnen),
3. Fern-Vollbahnen,
4. Triebwagen III. Bd. S. 856.

1. Städte-Verbindungs- und Ueberlandbahnen.

Die Städte-Verbindungs- und Ueberlandbahnen bilden den Uebergang zwischen Strafsen- und Vollbahnen, indem sie innerhalb der Städte Strafsenbahngleise mit entsprechend verringerter Geschwindigkeit benutzen, während sie draufsen auf eigenem Bahnkörper Geschwindigkeiten von 50 bis 70, ja 90 km/st erreichen.

Verkehrszweck. Personenbeförderung, zuweilen auch Stückgutverkehr.

Spurweite. In der Regel Normalspur, selten Meterspur.

Stromart. Vorwiegend Gleichstrom, in einigen Fällen auch Einphasenstrom. Die Vereinigung beider Systeme derart, dafs innerhalb der Städte Gleichstrom, draufsen Einphasenstrom verwendet wird, hat sich nicht bewährt, da die elektrische Wagenausrüstung zu schwer und verwickelt wird.

Fahrleitungsspannung. Bei Gleichstrom 550 bis 1500 Volt, bei Einphasenstrom 3000 bis 10000 Volt. Bei etwa 1000 Volt Gleichstrom reicht ein günstig gelegenes Kraftwerk für etwa 20 bis 25 km Streckenlänge ohne unwirtschaftliche Speiseleitungsquerschnitte aus, bei schwereren Zügen gegebenenfalls unter Zuhülfenahme von Zusatzmaschinen und Fernbatterien. Die Gleichstromspannung von 1200 Volt (doppelte Strafsenbahnspannung) wird neuerdings immer häufiger angewendet.

Arbeitsverbrauch, am Stromabnehmer gemessen, unter normalen Verhältnissen (keine grofsen Steigungen) etwa 30 bis 50 Wattst/tkm. Für genauere Entwürfe ist der Arbeitsverbrauch aus den für die ganze Strecke aufgestellten Leistungsschaulinien eines Wagens bzw. Zuges festzustellen. Heizung S. 1002.

Stromzuführung durch Oberleitung, Isolation des Fahrdrahtes bis etwa 850 Volt durch doppelte Hartgummi-Isolatoren, ähnlich wie bei Strafsenbahnen, aber mit gröfseren Abmessungen; bei 1000 Volt und darüber verwendet man in der Regel wenigstens für eine Isolation Porzellan, von etwa 1200 bis 1500 Volt ab doppelte Porzellanisolation.

Bei gröfseren Stromstärken verwendet man häufig 2 Fahrdrähte für 1 Gleis (8förmige Profildrähte bis etwa 100 qmm Querschnitt). Stromabnahme durch Rolle oder Bügel, besonders in der Ausführungsform als Scherenstromabnehmer, letzterer bei hoher Geschwindigkeit vorzuziehen, da keine Entgleisungsgefahr wie bei der Rolle und aufserdem gleichzeitige Stromentnahme aus 2 Fahrdrähten möglich. Scherenstromabnehmer können mit je 2 unabhängigen Aluminiumschleifstücken ausgerüstet werden, so dafs bei 2 Fahrdrähten 4 Stromabnahmestellen vorhanden. Fahrdrahthöhe mindestens 5 m über S.-O. Zulässige Stromstärke für Rolle und Bügel S. 993, die höheren Werte für Spannungen unter 1000 Volt. Zulässiger Spannungsverlust S. 993.

Eisen- oder Holzmaste, Fahrdraht an ein- und doppelseitigen Auslegern oder an Jochen elastisch aufgehängt. Mastenentfernung 30 bis 35 m in der Geraden.

Um die aus Drahtbrüchen bei Hochspannung erwachsende Gefahr nach Möglichkeit zu beseitigen und um gleichzeitig den Durchhang des Fahrdrahtes im Interesse einwandfreier Stromentnahme bei hoher Fahr-

geschwindigkeit möglichst zu verringern, wird sehr häufig eine Kettenaufhängung gewählt, indem der Fahrdraht an einem mit reichlichem Durchhang doppelt isoliert aufgehängten (Stahl- oder Siliziumbronze-) Drahtseil durch verschieden lange Hängedrähte befestigt wird. Um seitliche Schwankungen des Fahrdrahtes (durch Wind oder die Fahrzeuge verursacht) zu verhindern, seitliche Absteifung durch doppelt isolierte knickfeste Stäbe.

Bei dieser Aufhängungsart Spannweiten von 75 bis 100 m zulässig.

Antrieb der Fahrzeuge, bei Gleichstrombetrieb (in der Regel Motorwagen, selten Lokomotiven) durch je 2 oder 4 Reihenschlufsmotoren, die bei höheren Spannungen durchweg Wendepole erhalten. Stundenleistung entsprechend dem Wagengewicht zwischen 50 und 200 PS. Reihen-Parallelschaltung wie bei Strafsenbahnwagen. Bei Spannungen über 1000 Volt meist 2 Motoren ständig in Reihe, in diesem Falle Reihenparallelschaltung mit 2 Motorgruppen, neuerdings werden aber bereits Motoren bis zu 85 PS herab für 1200 Volt Klemmenspannung gebaut. Steuerung bei Einzelwagenbetrieb durch entsprechend grofse Fahrschalter, bei Zügen mit 2 oder mehr Motorwagen durch Gruppen von Einzelschaltern, sog. „Stromschützen", die von einem kleinen, nur den Steuerstrom führenden Steuerschalter aus betätigt werden, u. zw. entweder unmittelbar, indem der Steuerstrom kräftige, die Stromschützen bewegende Zugmagnete betätigt, oder mittelbar, indem er nur durch kleine Hülfsmagnete den Ein- bzw. Austritt von Prefsluft regelt, die ihrerseits die Stromschützen schliefst und öffnet.

Diese sog. Vielfachsteuerung gestattet, beliebig viele Motoren von einer beliebigen Stelle des Zuges aus zu regeln.

Bei Einphasenbetrieb kommen zur Zeit entweder kompensierte Reihen- oder Repulsions-Kollektormotoren in Frage, deren Kennlinie derjenigen eines Gleichstrom-Reihenschlufsmotors nahezu vollständig entspricht (vgl. S. 956). Die Fahrdrahtspannung von 3000 bis 10000 Volt wird im Wagen durch Transformatoren auf die entsprechende Motorspannung von 250 bis 750 Volt erniedrigt. Anfahren erfolgt meistens durch Spannungsregelung (Stufentransformator), nicht durch Anlafswiderstände, daher wirtschaftlicher als bei Gleichstrom.

2. Stadt-Schnellbahnen.

(Hoch-, Unterpflaster-, Tief- und Schwebebahnen.)

Verkehrszweck. Ausschliefslich dem Personenverkehr innerhalb der Grofsstädte, wo grofse Entfernungen zwischen Geschäfts- und Wohnvierteln ein sehr leistungsfähiges und vom übrigen Strafsenverkehr unabhängiges Schnellverkehrsmittel verlangen.

Haltestellenentfernung im Mittel 500 bis 800 m, zuweilen bis auf 300 m verringert. Höchstgeschwindigkeit 50 bis 60 km/st. Reisegeschwindigkeit 20 bis 30 km/st, nur erreichbar durch hohe Beschleunigung beim Anfahren (0,4 bis 0,8 m/sk^2).

Spurweite fast allgemein 1435 mm. Schwerer Vollbahnoberbau.

Stromart, von einigen neueren Ausführungen abgesehen, bei denen Einphasenstrom von 6000 bis 10000 Volt und Frequenz 25 gewählt wurde, Gleichstrom von 500 bis 1500 Volt.

Arbeitsverbrauch je nach Haltestellenentfernung, Längenprofil und Fahrgeschwindigkeit 50 bis 80 Wattstunden für 1 tkm einschl. Nebenverbrauch für Beleuchtung.

Heizung meist elektrisch, in 2 oder 3 Stufen regelbar, Bedarf für einen Wagen 3 bis 5 kW oder etwa 60 bis 100 Watt für 1 cbm Wagenraum.

Stromzuführung zu den Fahrzeugen bei Gleichstrom unter 1000 Volt meist durch **dritte Schiene** aus Eisen. Entfernung derselben von Gleismitte je nach dem Lichtraumquerschnitt 1125 bis 1500 mm, Höhe über S.-O. 75 bis 160 mm.

Schutz gegen zufällige Berührung durch meist an der dritten Schiene selbst befestigte Holzbretter.

Isolatoren aus Hartgummi, Steingut oder Porzellan, auf verlängerten Gleisschwellen befestigt. Chemische Zusammensetzung der Schiene so gewählt, dafs der Leitungswiderstand möglichst gering: bei einer Beimischung von 0,08 bis 0,15 % C, 0,05 % Si, 0,1 % P, 0,5 bis 0,7 % Mn und 0,05 % S ergibt sich die spezifische Leitfähigkeit zu mindestens $^1/_8$ derjenigen des Kupfers. Stromabnehmerschuhe aus Eisen werden an den Achslagerkasten der Drehgestelle isoliert befestigt, Berührung der dritten Schiene meist von oben, neuerdings auch von unten. Zulässiger Spannungsverlust etwa 15 bis 20 %.

Antrieb. Als Fahrzeuge kommen fast ausschliefslich Motorwagen in Betracht, deren Steuerung durch die S. 1001 beschriebene Vielfachsteuerung erfolgt. Gehäuse der leistungsfähigeren Motoren (150 bis 200 PS) häufig ungeteilt; der Anker wird nach Abnahme der Lagerschilde seitlich herausgenommen. Je gröfser die Motorleistung, um so mehr Wert ist auf genügende Wärmeabfuhr durch Lüftung des Motors zu legen.

3. Fern-Vollbahnen.

Sie werden bis jetzt nur in verhältnismäfsig geringem Umfange elektrisch betrieben. Ihrem Verkehrscharakter entsprechend handelt es sich dabei um den Ersatz der Dampflokomotive für den Personen- und Güterverkehr durch die elektrische Lokomotive. Motorwagenbetrieb (Triebwagen III. Bd. S. 856) kommt nur für den Ortsverkehr in Betracht. Es sind bis jetzt sowohl Gleichstrom als Drehstrom und Einphasenstrom zur Anwendung gelangt. Veranlafst wird der Ersatz der Dampflokomotive durch die elektrische durch die Forderung gröfserer Leistung bei erhöhter Wirtschaftlichkeit, in Sonderfällen auch durch den Wunsch, Rauchplage und Feuersgefahr zu beseitigen. **Ermittlung der erforderlichen Leistung** (Zugkraft der Lokomotiven) III. Bd. S. 839 ff.

a) **Gleichstrom** der bisher üblichen Spannung (600 bis 1200 Volt) erfordert Verwendung einer dritten Schiene (s. oben) als Stromzuführung, da die einer erforderlichen Lokomotivleistung von 1000 bis 2000 PS entsprechenden Stromstärken nicht mehr von einer Drahtoberleitung abgenommen werden können. Die infolge der grofsen Einzelbelastungen auftretenden hohen Spannungsverluste zwingen zur Anlage zahlreicher Umformerwerke zur Umwandlung des in der Regel für die Arbeitsübertragung verwendeten hochgespannten Drehstromes in Gleichstrom. Die Belastung dieser Umformeranlagen wird, wenn nicht ein aufserordentlich dichter Verkehr vorliegt, sehr ungünstig,

ihr Wirkungsgrad daher gering, ihre Bedienungskosten verhältnismäfsig hoch.

Beispiel einer Gleichstromvollbahn: New York-Central und Hudson-River R. R. Die mit dritter Schiene versehene Gleislänge beträgt rd. 450 km (viergleisige Strecke nebst Rangiergleisen); 8 Umformerwerke, je für rd. 12 km Streckenlänge ausreichend. Zuggewichte: 200 bis 900 t, Höchstgeschwindigkeit: 115 km/st. Nur eine Lokomotivform für Güter- und Schnellzüge, gekennzeichnet durch 4 Trieb- und 2 Laufachsen (je eine vorn und hinten), Gewicht rd. 95 t, 4 Reihenschlufsmotoren von je 550 PS unmittelbar auf den Triebachsen; Spannung 600 Volt. Zugkraft am Hacken normal 10 000, im Höchstfall 15 400 kg. Bei 2400 Volt kann bereits Oberleitung Verwendung finden (wie bei der Butte-Anaconda & Pacific Railway, bei der jede Lokomotive mit 4 Zahnradmotoren von je 300 PS Stunden (bzw. 250 PS Dauer-) leistung ausgerüstet ist. Je 2 Motoren für 1200 Volt sind ständig in Reihe geschaltet. Gewicht der gesamten elektrischen Ausrüstung rd. 24 t.

b) **Drehstrombetrieb** (Veltlin, Simplon, Bergstrecken in der Nähe von Genua) hat sich technisch bewährt. Fahrleitung doppelpolig, dritte Phase an die Fahrschiene gelegt. Antrieb der Fahrzeuge durch Asynchronmotoren; Geschwindigkeitsregelung nur durch Kaskadenschaltung oder Polumschaltung möglich, daher nur 2 bis 3 wirtschaftliche Geschwindigkeiten, Zwischenstufen nur durch Widerstandsregelung. Niedrige Frequenz (15 i. d. Sek.) wird wegen unmittelbarer Kupplung der Motoren mit den Laufrädern gewählt, indem entweder die Läufer der Motoren unmittelbar auf die Treibachsen gesetzt werden oder die zwischen je 2 Achsen untergebrachten Motoren die Treibräder durch Kuppelstangen antreiben.

Letztere Anordnung gestattet den Einbau sehr leistungsfähiger Motoren (1000 PS und mehr).

Nachteile des Drehstrombetriebes sind einerseits die Notwendigkeit, eine doppelpolige Oberleitung zu verwenden, was auf Bahnhöfen mit ausgedehnter Gleisentwicklung so gut wie undurchführbar wird, ferner die durch die doppelpolige Anlage auf höchstens 5000 bis 6000 Volt beschränkte Fahrdrahtspannung (die im Betrieb befindlichen Anlagen haben 3000 Volt), anderseits die geringe Regelfähigkeit der Asynchronmotoren, die sich, abweichend von den Reihenschlufsmotoren, nicht selbsttätig in ihrer Umlaufzahl den jeweilig durch Zuglast und Längsprofil geforderten Leistungen anpassen können, sondern ähnlich wie ein Gleichstrom-Nebenschlufsmotor eine annähernd gleichmäfsige Umlaufzahl einzuhalten suchen.

Die Rückgewinnung der Arbeit in Gefällen hat, von Linien mit gleichmäfsigen starken Neigungen abgesehen, keine wesentliche praktische Bedeutung.

c) **Einphasenbetrieb** für Fern-Vollbahnen wird z. Zt. in verschiedenen europäischen Anlagen in gröfserem Mafsstabe erprobt. Vorzüge sind: einpolige Fahrleitung, die sich für 10 000 bis 15 000 Volt betriebssicher isolieren läfst und mit geringem Kupferaufwand und mäfsigem Spannungsverlust Uebertragung grofser Leistungen zu den Fahrzeugen gestattet. Zur Umwandlung der Speiseleitungsspannung von 50 000 bis 80 000 Volt in die Fahrleitungsspannung genügen verhältnismäfsig weit (rd. 30 bis 60 km) auseinander liegende Transformatorenunterwerke, die infolgedessen gut belastet sind. Fahrdrahtquerschnitt: 65 bis 100 qmm. Fahrdrahthöhe: mindestens 4,8 m, besser rd. 5,5 m über S.-O. Erforderliche Bauhöhe für die Fahrleitung unter

Brücken etwa 25 bis 30 cm. Die Stromabnahme erfolgt ausnahmslos durch Bügel, deren Bauart den hohen Geschwindigkeiten und der wechselnden Höhe des Fahrdrahtes angepafst sein mufs (Scherenstromabnehmer).

Der Einphasenkollektormotor (S. 1001 u. 956) besitzt, was Zugkraft und Umdrehungsgeschwindigkeit anlangt, ebenso wie der Gleichstrom-Reihenschlufsmotor, alle für einen Bahnmotor wünschenswerten Eigenschaften; die Spannungsregelung an den Motorklemmen durch Stufentransformatoren ermöglicht einen sehr weiten Bereich der wirtschaftlichen Geschwindigkeitsregelung. Abb. 150 zeigt die kennzeichnenden Linien eines kompensierten Wechselstrom-Reihenmotors der SSW für etwa 1000 PS Leistung.

Abb. 150.

Die z. Zt. im Betrieb oder in Ausführung befindlichen Einphasen-Vollbahnen sind in ihrer Mehrzahl durch folgende Angaben gekennzeichnet: Frequenz 15 oder $16^2/_3$ (letztere Zahl wegen der einfachen Beziehung zur üblichen Drehstrom-Frequenz von 50 vorzuziehen); Spannung am Fahrdraht: 10 000 bis **15 000** Volt (letztere Spannung scheint zur Regel zu werden). Stromzuführung durch Kettenoberleitung mit selbsttätiger Nachspannung des Fahrdrahtes durch Gewichte. Bei zweigleisigen Strecken betriebsmäfsige Trennung der Fahrleitung für beide Fahrrichtungen, wo angängig, Benutzung der Fahrleitungsmaste zur Führung der Hochspannungsspeiseleitungen (50 000 bis 80 000 Volt) zu den Transformator-Unterwerken; Verlegung der Schwachstromleitungen (Block-, Telegraphen- und Fernsprechleitungen) in Kabel oder wenigstens mit gegen Erde isolierten Rückleitungen.

Die Lokomotiven erhalten hochgestellte, gut gelüftete und leicht zugängliche Motoren von grofser Einzelleistung (bis zu 2000 PS), die ihre Leistung durch Trieb- und Kuppelstangen unter Zwischenschaltung einer Blindwelle auf die Räder übertragen, mehrfach hat auch eine Verbindung von Zahnradübersetzung mit Blindwelle und Kuppelstangen Anwendung gefunden.

Steuerung mehrerer Lokomotiven von einem Führerstand möglich, somit Personalersparnis. Arbeitsverbrauch unter mittleren Verhältnissen bezüglich Steigungen und Verkehr etwa 25 bis 30 Wattst/tkm, Güter- und Personenzüge ineinandergerechnet und an den Unterwerktrans-

formatoren gemessen. Nachteile des Einphasenbetriebes: Notwendigkeit besonderer, von der Regelfrequenz 50 abweichender Stromerzeugungs- bzw. Umformungsanlagen. Stromerzeuger und Transformatoren sind für $16^2/_3$ wesentlich teurer als für 50 Frequenz; auch ist ihr Wirkungsgrad etwas geringer. Die Lokomotivausrüstungen werden bei Einphasenstrom wesentlich teurer als bei Gleichstrom, der Wirkungsgrad der Einphasenmotoren ist merklich niedriger als bei Gleich- und Drehstrommotoren. Der Fahrleitung benachbarte Telegraphen- und Telephonleitungen unterliegen Störungen, deren Beseitigung bis jetzt ziemlich kostspielig ist.

IX. Elektrische Fördermaschinen.

Dampffördermaschinen S. 426 ff.

A. Anordnungen des mechanischen Teiles.

(Vgl. auch S. 430 bis 436.)

Je nach dem Zweck der Maschine und der Art des Betriebes, der Schachtteufe sowie den ortsüblichen Anschauungen wird der mechanische Teil ausgeführt als Treibscheibenmaschine (Koepemaschine), Trommelmaschine (zylindrische, kegelige, kegelig-zylindrische Trommeln) oder Bobinenmaschine.

Bei **Koepemaschinen,** bei denen das Förderseil nur durch Reibung mitgenommen wird, sind die bewegten Massen und demnach auch die Verluste durch Lagerreibung, Beschleunigung und Verzögerung am geringsten; die erforderliche Motorleistung fällt daher am kleinsten aus, zumal auch mit dem stets erforderlichen Unterseil ein vollkommener Seilausgleich herbeigeführt werden kann. Die wichtigsten Nachteile einer Koepemaschine sind die Unmöglichkeit einer regelrechten Förderung aus verschiedenen Teufen und die Gefahr des Seilgleitens, insbesondere während der Beschleunigung. Die mit Rücksicht auf die Gefahr des Seilgleitens nach bewährten Ausführungen elektrischer Fördermaschinen noch **zulässige Beschleunigung** ergibt sich mit den auf S. 433 u. 435 angegebenen Bezeichnungen unter Berücksichtigung der Schachtreibung zu

$$p = \frac{e^{\mu\alpha}(P-R)-(Q+R)}{e^{\mu\alpha}(P+S'+G_s)+Q+S'+G_s}\, g \ \text{m/sk}^2;$$

μ kann dabei zu etwa $^1/_5$ angenommen werden, so dafs $e^{\mu\alpha} = 1{,}87$ ist, wobei gewöhnliche, wenig geschmierte Rundseile, holzgefütterte Treibscheiben und ein Durchmesser der letzteren $D \geq 100\,d$ vorausgesetzt ist; d ist der Seildurchmesser. Ferner ist $Q = N + G + W + S$; $P = G + W + S$; $R =$ Schachtreibung + Reibungs- und Seilbiegungswiderstand an einer Seilscheibe = rd. $0{,}06\,N$.

Die Seilscheiben im Fördergerüst liegen am besten lotrecht übereinander; wenn nebeneinander, mufs der Abstand zwischen Seilscheiben und Fördermaschine so grofs sein, dafs der Winkel zwischen auflaufendem und ablaufendem Seil $2\,\delta \leq 3^0$, also der Seilablenkungswinkel $\delta \leq 1^0\,30'$ ist (vgl. S. 430).

Koepemaschinen gestatten die Aufstellung im Fördergerüst unmittelbar über dem Schacht, wodurch die Gefahr des Seilgleitens, die Seilabnutzung und unter Umständen die gesamten Anlagekosten geringer werden. Schwierigkeiten der Platzfrage für die Fördermaschine beseitigt. Seilablenkscheibe nötig. Abstand zwischen Unterkante-Ablenkscheibe und oberstem Punkt der an der Hängebank haltenden Förderschale wenigstens 5 m.

Trommelmaschinen haben vor Koepemaschinen den Vorzug, dafs die Gleitgefahr fortfällt, für Beschleunigung also keine Grenzen gezogen sind, und dafs durch Verstecken beider Trommeln gegeneinander aus verschiedenen Teufen gefördert werden kann. Nachteilig wirken, besonders erheblich bei grofsen Teufen, die grofsen Massen und die dadurch verursachte Erhöhung der Verluste und Vergröfserung der Anschaffungskosten. Ein gleichmäfsiges statisches Moment während des ganzen Förderzuges kann durch Unterseil oder **kegelige Trommeln** erreicht werden, im ersteren Falle Unmöglichkeit einer regelrechten Förderung aus verschiedenen Teufen, im zweiten Falle Ausgleich bei verschiedenen Teufen unvollkommen.

Bobinenmaschinen, bei denen ein Flachseil in übereinanderliegenden Windungen auf eine schmale Scheibe aufgewickelt wird, werden in Frankreich und Belgien vielfach in Verbindung mit Aloeflachseil verwendet. Sie haben geringere Massen als die Trommelmaschinen, und die seitliche Ablenkung des Seiles fällt fort, dagegen werden die Seilkosten hoch. In Deutschland werden Bobinenmaschinen oft zum Abteufen von Schächten benutzt, wobei mit Rücksicht auf die veränderliche Teufe ein häufiges Verstecken der Bobinen gegeneinander nötig wird, für leichte Versteckbarkeit also Sorge getragen sein mufs. Soll später mit Koepescheibe gefördert werden, so können die Bobinenscheiben nach Erreichung der vollen Teufe bequem gegen eine Koepescheibe ausgewechselt werden.

Die Fördermaschinenwelle soll mit dem antreibenden Motor, wenigstens bei großen Leistungen **unmittelbar gekuppelt** werden.*)

B. Anordnungen des elektrischen Teiles.

Mafsgebend für die Wahl des elektrischen Systems sind in erster Linie die Betriebsicherheit, die Anlagekosten und die Manövrierfähigkeit sowie die Art des zur Verfügung stehenden Stromsystems, die Entfernung vom Kraftwerk und die Gröfse des Kraftwerks. Die erreichbare hohe Betriebsicherheit, hauptsächlich gegen Zuweitfahren der Förderschale über die Hängebank hinaus, ist einer der gröfsten Vorzüge der elektrischen Hauptschachtfördermaschine gegenüber einer Dampffördermaschine, der oft allein den Ausschlag zugunsten des elektrischen Antriebes gibt. Die Gröfse des Kraftwerks ist bestimmend dafür, ob ein besonderer Belastungsausgleich durch Schwungrad oder Batterie vorgesehen werden mufs, die Entfernung der Fördermaschine vom Kraftwerk dafür, ob jene an das gemeinsame Stromnetz angeschlossen werden kann oder ob u. Umst. die Energielieferung durch eine besondere Kraftmaschine möglich und vorteilhaft ist. In Frage kommen hauptsächlich folgende Anordnungen:

*) Die in den letzten Jahren benutzten, besonders sorgfältig geschnittenen Räder haben die Nachteile des Zahnradvorgeleges allerdings wesentlich herabgesetzt.

1. Antrieb durch Gleichstrommotor, Regelung mit Ankeranlasser.

Ein Gleichstrommotor läfst sich auch bei geringen Leistungen für derart niedrige Drehzahlen bauen, dafs fast immer unmittelbare Kupplung zwischen Motor und Fördermaschinenwelle möglich ist. Der Ankeranlasser bedingt hohe Widerstandsverluste beim Anfahren und Bremsen; die Regelung der Drehzahl ist mit dem gewöhnlichen Ankeranlasser bei schwacher und negativer Belastung nicht in dem erforderlichen Mafse möglich. Abb. 151 zeigt eine von den SSW verwendete Hülfschaltung, Parallelschaltung eines Widerstandes zum Anker zur Regelung der Drehzahl auch bei schwacher und negativer Belastung; sie ermöglicht eine gute Regelung bei allen Belastungen, ergibt aber hohe Widerstandsverluste.

Abb. 151.

Eine gleichmäfsige Belastung des Kraftwerks kann durch Verwendung einer **Akkumulatorenbatterie** herbeigeführt werden. Näheres über Hülfschaltungen zur Herbeiführung guter Pufferung S. 935.

2. Antrieb durch Gleichstrommotor, Leonardschaltung.

a. Allgemeines, Genauigkeitschaltungen.

Die mit dem gewöhnlichen Ankeranlasser verbundenen Nachteile, Abhängigkeit der Geschwindigkeit von der Belastung, grofse Widerstandsverluste usw., werden am vollkommensten bei Anwendung der dem Amerikaner Ward-Leonard zuerst patentierten Schaltung vermieden, die in Abb. 105 (S. 957) in ihrer einfachsten Form dargestellt ist. Um die für Erregung der Motorfeldmagnete verbrauchte Energie herabzusetzen, wird in den Pausen ein Widerstand vorgeschaltet und die Erregerstromstärke dadurch auf etwa 30 % vermindert, oder die Magnetwicklung wird ganz abgeschaltet. Im letzteren Falle Schnellerregungsschaltung nötig (Brown, Boverie & Cie.).

Da die Drehzahl des mit unveränderlicher Feldstärke arbeitenden Gleichstrommotors unmittelbar der Ankerspannung entspricht und die Spannung der die Energie für den Fördermotor liefernden Dynamo, der **Steuerdynamo,** durch Aenderung der Feldstärke geregelt wird, ist die **Drehzahl** des Fördermotors von **seiner Belastung fast unabhängig,** und Widerstandsverluste treten fast gar nicht auf. Beeinflufst wird die Genauigkeit der Steuerung nur durch den **remanenten Magnetismus** der Steuerdynamo und den **Spannungsverlust im Ankerstromkreis,** da die Drehzahl eines Gleichstrom-Nebenschlufsmotors (vgl. S. 892) $n = \frac{(e \pm J R_a) \cdot 60 \cdot 10^8}{\mathfrak{S}_a z_a} \frac{a}{p}$ ist. Wenngleich der Faktor $J R_a$ nur gering im Verhältnis zu e, je nach der Gröfse des Fördermotors etwa 0,05 bis 0,1 e_{max}, ist, so hat doch der Umstand, dafs bei Fördermaschinen oft mit niedergehender Last (also $-J R_a$) gearbeitet wird und $J R_a$ bei kleinem e (geringer Geschwindigkeit) von erheblichem Einflufs wird, in Verbindung mit den durch Einführung der Leonardschaltung gesteigerten Ansprüchen an die Vollkommenheit der Steuerung zur Aus-

bildung besonderer **Genauigkeitschaltungen** geführt, die den Einflufs dieses Faktors nach Möglichkeit ausschalten sollen. Ferner mufs der besonders in der Nähe der Nullage (durch Auftreten eines Ruhestroms) störende Einflufs des remanenten Magnetismus des magnetischen Kreises der Steuerdynamo möglichst beseitig werden. Erwähnt seien folgende Schaltungen:

Abb. 152.

α) Die Magnetwicklung der Steuerdynamo wird am Schlufs des Zuges derart an die Ankerklemmen gelegt, dafs die Remanenzspannung einen Magnetstrom in entgegengesetzter Richtung hervorruft (Selbstmordschaltung). Dadurch wird die Remanenz beseitigt, und die Spannung der Steuerdynamo geht bei der Nullstellung des Steuerhebels auf Null zurück. Demgemäfs wird auch die Stromstärke in dem Anker fast gleich Null (Abb. 152, SSW). Während der Fahrt ist der Einflufs der Ankerverluste allerdings nicht beseitigt, doch genügt die Schaltung in der Regel trotzdem, weil es vor allen Dingen auf Genauigkeit in der Nähe der Nullage ankommt.

β) Die Magnetwicklung der Steuerdynamo wird an eine Erregermaschine 2 mit veränderlicher Spannung gelegt. Der Steuerwiderstand liegt in der Magnetwicklung dieser Erregermaschine, während eine zweite Magnetwicklung derselben durch einen selbsttätigen Regler beherrscht wird. Beide Erregerwicklungen werden von einer Stromquelle mit unveränderlicher Spannung gespeist (Abb. 155 S. 1010, Brown, Boveri & Cie.). Da die Stellungen des selbsttätigen Reglers von der Gröfse und Richtung des Fördermotorankerstromes abhängig gemacht sind, wird durch die von ihm beherrschte zweite Erregerwicklung die Erregung und somit die EMK der Steuerdynamo derart beeinflufst, dafs der Spannungsverlust im Hauptstromkreis nach Sinn und Gröfse aufgehoben wird.

Abb. 153.

γ) Verwendung einer taktgebenden Hülfsdynamo. Die Steuerdynamo g (Abb. 153) besitzt 2 Magnetwicklungen a und f, die Hülfsdynamo h 3 Magnetwicklungen c_1, c_2 und f. f, f werden gemeinsam durch den Steuerapparat geregelt. Solange g und h gleiche Spannungen besitzen, fliefst in a und c_1 kein Strom, überwiegt aber die Spannung von h, so tritt in a ein Strom in einer die Spannung von g verstärkenden Richtung auf und umgekehrt. Die Wicklung c_1 soll den veränderlichen Spannungsabfall in a, den Verbindungsleitungen und Anker h, die Wicklung c_2 die Wirkung des veränderlichen Spannungsabfalles in dem Hauptankerstromkreis beseitigen (Osborne, SSW). Wird h remanenzlos gebaut, so arbeitet der Leonardkreis ohne die Fehler durch Remanenz und Widerstandsverluste.

b. Antrieb der Steuerdynamo, Ausgleich der Belastungschwankungen.

1. Unmittelbarer Antrieb der Steuerdynamo durch Dampfmaschine oder Dampfturbine. Um ein wirtschaftliches Arbeiten der Antriebsmaschine der Steuerdynamo zu erreichen, ist entweder ein geeignetes Ausgleichsmittel für die Belastungschwankungen vorzusehen oder ein zweiter genügend belasteter Generator mit der Antriebsmaschine zur Schaffung einer gewissen Grundbelastung zu kuppeln.

Als **Ausgleichsmittel** kommen **Schwungrad** oder **Akkumulatorenbatterie** in Frage. Ein **Schwungrad** ist wegen des erforderlichen Abfalles der Drehzahl nur dann anwendbar, wenn von der gleichen Antriebsmaschine nicht noch ein Drehstromgenerator, der gleichmäfsige Frequenz haben mufs, betrieben wird. Ist der zweite Generator ein Gleichstromgenerator, so läfst sich durch einfache Hülfschaltungen auch bei weit verminderter Drehzahl noch eine unveränderliche Spannung erzielen. Eine **Akkumulatorenbatterie** mufs durch eine besondere Gleichstromdynamo, die **Pufferdynamo**, mit der Antriebsmaschine verbunden sein (System **Iffland**).

Beispiel: Förderanlage der Kaliwerke Friedrichshall A. G., Sehnde b. Hannover (Abb. 154, Siemens-Schuckertwerke). Das Gleichstromaggregat, bestehend aus Steuerdynamo und Pufferdynamo, kann durch ausrückbare Kupplungen mit zwei verschieden grofsen Dampfmaschinen verbunden werden, die je einen Drehstromgenerator für die sonstigen Grubenbetriebe antreiben, so dafs immer nur eine günstig belastete Dampfmaschine im Betriebe sein mufs, die Anlage also dauernd mit günstigem Dampfverbrauch arbeiten kann. Die Spannung an den Klemmen der Pufferdynamo wird durch eine Zusatzmaschine in deren Erregerkreis geregelt, die von dem Fördermotor mittels Zahnradvorgeleges angetrieben und deren Magnetwicklung an einen im Hauptankerstromkreis liegenden Nebenschlufs angeschlossen ist. Die Spannung der Zusatzmaschine entspricht daher dem Energieverbrauch des Fördermotors. Bei Nutzlast/Zug 2800 kg, Teufe 500 m, v_{max} 10 m/sk, gröfste Leistungsfähigkeit etwa 100 t/st, gefördert in einem Jahre 95 323 t, ergab sich ein durchschnittlicher Energieverbrauch von 1,37 kW/Schacht-PS, gemessen an der Dampfmaschinenwelle.

Abb. 154.

Bei **Antrieb der Steuerdynamo** durch eine **Dampfturbine** kann wegen der vorzüglichen Regelung der Turbinen auf ein besonderes Mittel zum Ausgleich der Belastungschwankungen verzichtet werden, sobald für eine genügende Grundbelastung durch einen zweiten gut belasteten Generator gesorgt ist. Brown, Boveri & Cie. verwenden bei den von ihnen ausgeführten Anlagen besondere Ueberlastungsventile.

Beispiel: Förderanlage auf dem Frankenbergschacht-West der consol. Cleophasgrube O.-S., ausgeführt von Brown, Boveri & Cie. (Abb. 155). Der die Grundbelastung gebende Drehstromgenerator ist hier etwa 4 mal so grofs, wie der mittlere Energieverbrauch der Förderanlage. Leistung und Versuchsergebnisse dieser Anlage: Teufe 512 m, Nutzlast 5000 kg/Zug, gröfste Fördergeschwindigkeit 10 m/sk, gröfste Fördermenge 150 t/st. Bei einem Versuch, vorgenommen vom Dampfkesselüberwachungsverein, wurden folgende Ergebnisse erzielt: Stündliche Fördermenge 170,2 t bei einer durchschnittlichen Nutzlast von 6500 kg, spezifischer Dampfverbrauch für den Drehstromgenerator 6,27 kg/kWst und für die Förderanlage 7,96 kg/Schacht PSst bei einer Grundbelastung des Drehstromgenerators von 3750 kW, einer Dampfspannung von 12 atm, einer Dampftemperatur von 300° C und einer Kühlwassermenge von 1250 cbm/st von 28° C.

Abb. 155.

2. **Antrieb der Steuerdynamo durch einen Drehstrom- oder Gleichstrommotor.** Die unter 1. aufgeführten Anordnungen kommen nur bei geringer Entfernung zwischen Kraftwerk und Förderanlage in Frage. Bei gröfserer Entfernung oder zur Wahrung der Möglichkeit, die Förderanlage an alle Maschinen des Kraftwerkes anzuschliefsen, ist die Steuerdynamo durch einen besonderen Motor, meistens einen Drehstrommotor, zu betreiben. Als Mittel zum Belastungsausgleich kommen wieder das **Schwungrad (System Ilgner)** und die **Akkumulatorenbatterie** in Frage.

Abb. 156

α) Die richtige Pufferung des **Schwungrades** wird herbeigeführt durch ein im Primärstromkreis des Umformermotors liegendes Stromrelais und einen im Rotorstromkreis liegenden Regelwiderstand, den sog. Schlupfwiderstand. Der übliche Abfall der Drehzahl beträgt 10 bis 12 % (gerechnet als zusätzlicher Schlupf). Das Stromrelais wird derart mit dem

Leistungen und Versuchsergebnisse ausgeführter Anlagen.

Anlage	Gebaut für t/st	Gebaut für Teufe m	Untersuchungsdauer	Nutzlast kg	Gegenwärtige Teufe m	Gröfste Fördergeschwindigkeit m/sk	Gesamte Fördermenge während der Untersuchungszeit t	Durchschnittl. Fördermenge für 1 st während der Untersuchungszeit t	Gesamtwirkungsgrad %	Energieverbrauch für 1 Schacht-PS kW	Bemerkungen
Gelsenkirchner Bergwerks-A.-G., Zeche Zollern II, Merklinde	168	280	24 st	4200	280	10	2421,6	100,9	44,4	1,66	Schwungrad nicht abkuppelbar. Seilfahrt und Besichtigungsfahrten eingeschlossen
Les Petits-Fils de Fois de Wendel & Cie., Zeche de Wendel, Hamm (Schacht Heinrich)	175	900	365 Tage	5600	740	18	347 204,35 aufserdem rd. 11 500 t eingehängt	39,6	47,85	1,54	
Graf Fr. v. Ballestremsche Bergwerksverwaltung, Castellengogrube Borsigwerk (Topolczanschacht)	180	260	11 st	2300	196 230 267	12,5	1238	112,5	48	1,53	
Kaliwerk Krügershall A.-G., Teutschenthal	71	750	365 Tage (wirkl. Arbeitszeit etwa 3000 st)	1500	667,5	19	112 647 aufserdem 32 538 t eingehängt	37,6	42,6	1,73	Seilfahrt und Besichtigungsfahrten eingeschlossen; bei schwacher Förderung Schwungrad abgekuppelt

Die Energieverbrauchszahlen und der Gesamtwirkungsgrad wurden berechnet, indem die Energie der eingehängten Massen zu dem Energieverbrauch des Umformermotors hinzugerechnet wurde (siehe „Glückauf“ 1910 Heft 11).

Schlupfwiderstand verbunden, dafs, sobald der vom Umformermotor verbrauchte Strom über den mittleren Stromverbrauch hinaus um mehr als 5 bis 10 % steigt oder fällt, die Drehzahl des Umformers ermäfsigt oder erhöht wird. Abb. 156 zeigt das Schema einer Förderanlage System Ilgner, ohne Berücksichtigung der weiter unten erwähnten Sicherheitseinrichtungen.

Bei zwei nahe beieinander stehenden Fördermaschinen können die Umformer miteinander gekuppelt werden, und es genügt dann ein Schwungrad von der für eine einzige Maschine nötigen Gröfse (SSW). Das Schwungrad wird allgemein auf die eine Seite des aus Motor, Steuerdynamo und Erregermaschine bestehenden Maschinensatzes gesetzt und durch eine lösbare, möglichst bei voller Drehzahl ausrückbare Kupplung mit ihm verbunden. Dann kann in grofsen Pausen sowie an Sonn- und Feiertagen der Umformer ganz abgestellt und für jeden der nur vereinzelt vorkommenden Züge ohne Schwungrad bei verminderter Fördergeschwindigkeit in Betrieb genommen werden. Auf Werken, die periodisch eine verminderte Förderung haben, wie den meisten Kalibergwerken, kann auch die regelmäfsige Förderung mit zeitweise abgekuppeltem Schwungrad und verminderter Geschwindigkeit betrieben werden.

Gemessene **Leerlaufverbrauchzahlen** von Schwungrad-Steueraggregaten.

Anlage	Gewicht des Schwungrades t	Drehzahl des Umformers n/min	Durchmesser des Schwungrades m	Verbrauch des Schwungrades etwa KW	Gesamter Leerlaufverbrauch d. Umformers KW
de Wendel, Kl.-Rosseln b. Saarbrücken . .	22,5	500	3,8	30	45
Holländische Staatsminen, Grube Wilhelmina, Heerlen, Holl.	18	500	3,6	26	41
Emscher-Lippe, Datteln	2 × 40	375	4,4	85	120

Die Räder in der Tafel sind durch eine Blechhaube eingeschlossen.

An jährlichen Ausgaben für Schmier- und Putzstoffe, Ersatzteile usw., u. zw. für Fördermaschine und Schwungradumformer wurden festgestellt:

1. Zeche Zollern II, Förderung rd. 450 000 t auf 300 m, rd. 1000 *M.*
2. Mathias Stinnes, Schacht III/IV, Fördermaschine Nr. 1, Förderung rd. 350 000 t auf 500 m, rd. 650 *M.*
3. Schacht Heinrich der Zeche de Wendel b. Hamm, Förderung rd. 350 000 t auf 740 m, rd. 1000 *M.*

β) Bei einer **Batteriepufferung** tritt an Stelle des Schwungrades eine Pufferdynamo (vgl. S. 1009, u. 1.). Der Energieverbrauch stellt sich etwa so hoch wie bei Ilgneranlagen, doch sind die Anlagekosten im allgemeinen gröfser und die Betriebskosten höher wegen der erforderlichen Aufwendung für Unterhaltung und Abschreibung der Batterie. Wegen der Hülfsmittel zur richtigen Ausnutzung der Batterie s. S. 936.

γ) Ist die Gesamtleistung der gleichzeitig in Betrieb befindlichen Generatoren des Kraftwerkes reichlich grofs im Verhältnis zum Energie-

verbrauch der Förderanlage, so kann auf einen Belastungsausgleich ganz verzichtet und ein **schwungradloser Umformer** genommen werden. Allerdings fällt dann auch die im Schwungrad oder in der Batterie liegende, für den Betrieb sehr vorteilhafte Momentaushülfe fort. Bei Treibscheibenmaschinen Verminderung der Belastungsspitze beim Anfahren durch Unterseil schwerer als Oberseil möglich (s. auch S. 1019, unter 5.).

Umformer neuerdings vom Führerstand aus abschaltbar gemacht, wodurch Leerlaufverluste nicht unwesentlich vermindert.

3. Antrieb durch asynchronen Drehstrommotor.

Die Anlagekosten werden bei unmittelbarem Antrieb durch einen gewöhnlichen asynchronen Drehstrommotor geringer als bei Aufstellung eines Umformers. Es ergeben sich aber wesentliche Nachteile: ungünstiges Energieverbrauchsdiagramm und starker Stofs auf das Kraftwerk im Augenblick des Einschaltens, da die dann verbrauchte Energiemenge dem Produkt aus Anfahrstrom und Spannung entspricht; weitgehende Abhängigkeit der Fördergeschwindigkeit von der Belastung und, dadurch verursacht, Schwierigkeit der Ausbildung eines brauchbaren Sicherheitsapparates; grofse Verluste im Anlafswiderstand, daher schlechter Wirkungsgrad der Anlage bei geringer Teufe; Antrieb der Förderwelle mittels Zahnradvorgeleges, da sich ein Drehstrommotor nur schwer für die niedrige Drehzahl der Förderwelle bauen läfst. Die Anwendung von Mitteln zum Ausgleich der Belastungsschwankungen ist schwierig und ihre Wirkung unzuverlässig, da sie dem stofsweise auftretenden Einschalten des Fördermotors kaum nachkommen können. Die Fördergeschwindigkeit mufs, um die für die Gröfse des Anlassers wichtige gesamte Bewegungsenergie niedrig zu halten, gering genommen werden, gegebenenfalls ist die Zahl der Förderwagen grofs zu nehmen. Umsetzen der Förderschale ist wegen der Erhöhung der Verluste zu vermeiden. Wegen dieser vielen Nachteile wird der Antrieb durch einen gewöhnlichen asynchronen Drehstrommotor nur selten, höchstens bei kleinen und mittelgrofsen Leistungen gewählt, zumal die Ersparnisse an den Anlagekosten durch die erhöhten Kosten des Kraftwerkes und der Zuleitungen fast immer ausgeglichen werden.

4. Antrieb durch Repulsionsmotor oder durch Drehstrom-Serienmotor.

Da die Drehzahl eines Repulsionsmotors (verwendet wird ein aus 2 Repulsionsmotoren zusammengesetzter Doppel-Kollektormotor, Dérimotor) sowie eines Drehstrom-Serienmotors durch Bürstenverschiebung geregelt wird, fällt der Anlafs- und Regelwiderstand fort, und die ganze Steuerung wird einfacher. Zum Zwecke der elektrischen Bremsung während der Verzögerung oder beim Einhängen von Last ist zur Vermeidung der Selbsterregung zwischen Stator und Netz selbsttätig beim Zurückziehen des Hebels ein Widerstand einzuschalten. Das Energieverbrauchsdiagramm ist wegen des Fortfalls der Widerstandsverluste beim Anlassen und Verzögern wesentlich günstiger als beim gewöhnlichen asynchronen Drehstrommotor. Ein Vorteil gegenüber

dem asynchronen Drehstrommotor liegt in der Möglichkeit der elektrischen Bremsung mit Hülfe des angegebenen, vor den Stator geschalteten Widerstandes. Da die Charakteristik der Motoren aber derjenigen eines Hauptstrommotors gleicht und die Motoren sich für die niedrige Drehzahl der Förderwellen nicht bauen lassen, bleiben die unter 3. genannten Nachteile der Abhängigkeit der Fördergeschwindigkeit von der Belastung und der Notwendigkeit eines Zahnradvorgeleges auch hier bestehen. Für grofse Fördermaschinen über etwa 1000 PS kommen diese Motoren daher kaum in Frage, wohl aber für kleine und mittelgrofse Maschinen. Der Energieverbrauch stellt sich bei kleinen Maschinen nennenswert günstiger, bei mittelgrofsen Maschinen über etwa 400 PS Leistung ungefähr ebenso grofs wie bei einer Anlage mit Leonardschaltung und schwungradlosem Umformer. Für einen genauen Vergleich der Wirkungsgrade und der Anlagekosten ist Durchrechnung von Fall zu Fall nötig.

C. Sicherheitseinrichtungen an elektrischen Förderanlagen.

1. Sicherheitseinrichtungen, die sich aus dem elektrischen Antrieb ergeben.

a) **Ausbleiben der Spannungen.** Bei Maschinen mit unmittelbarem Antrieb durch einen Drehstrommotor beliebiger Bauart sowie bei Maschinen mit Leonardschaltung und Umformer ohne Ausgleichsmittel kann der Betrieb durch **Ausbleiben der Drehstromspannung** gefährdet werden. Eine gleiche Gefährdung ist bei Anlagen mit Leonardschaltung möglich durch **Ausbleiben des Erregerstroms** des Fördermotors. Zum Schutz gegen diese beiden Möglichkeiten ist mit der Sicherheitsbremse ein Sperrmagnet zu verbinden, der, sobald er stromlos wird, die Sicherheitsbremse einfallen läfst.

Das kann dadurch erreicht werden, dafs der Schalter des Umformermotors oder, bei unmittelbarem Antrieb durch einen Drehstrommotor, der zu diesem gehörige Hauptausschalter mit einem Spannungsrelais und dieses mit einem Hülfskontakt für Unterbrechung des Sperrmagnetstroms verbunden wird. In gleicher Weise wird dann ein im Magnetstromkreis des Fördermotors liegender Minimalausschalter mit Hülfskontakten für Unterbrechung des Bremsmagnetstroms versehen.

Ist der Umformer mit einem Energiespeicher, Schwungrad oder Batterie, verbunden, so ist eine Sicherung gegen Ausbleiben des Drehstroms nicht erforderlich. An der Kupplung zur Verbindung von Umformer und Schwungrad oder an dem zur Batterie gehörigen Schalter ist aber ein Hülfsschalter zur Ueberbrückung der Kontakte am Ausschalter des Umformermotors, die den Stromkreis des Sperrmagneten betätigen, anzubringen, so dafs, falls der Energiespeicher aufser Wirkung gesetzt ist, für selbsttätiges Einfallen der Sicherheitsbremse beim Fortbleiben der Drehstromspannung gesorgt ist.

b) **Ueberlastungen.** Ueberlastungen kommen in Frage am **Drehstrommotor** sowohl bei unmittelbarem Antrieb der Fördermaschine durch einen Drehstrommotor beliebiger Bauart als auch bei Umformerbetrieb und Leonardschaltung, sowie an der zu der letzteren Schaltung gehörigen **Steuerdynamo.** Für die Möglichkeit einer **Ueberlastung des Drehstrommotors** ist in der üblichen Weise vor ihm ein **Höchststromrelais** am Ausschalter vorzusehen, jedoch mit Rücksicht auf den Umstand, dafs die gröfsten Belastungen stets nur kurze Zeit auftreten, für sehr hohe Stromstärken einzustellen und mit Zeitauslösung zu versehen, um

ein überflüssiges Ausschalten zu vermeiden. Wird der Schalter durch das Höchststromrelais ausgeschaltet, so wird nach den unter a) gemachten Angaben die Sicherheitsbremse zum Einfallen gebracht. **Im Ankerstromkreis von Steuerdynamo und Fördermotor** ist jedoch ein **Schalter** besser ganz zu **vermeiden** und nur ein **Höchststromrelais** mit Kontakten für den Bremsmagneten an der Sicherheitsbremse vorzusehen (in Verbindung mit dem Notausschalter unter 2. b), weil bei Unterbrechung des Ankerstromkreises die gerade für Gefahrfälle als auch für Ueberlastungen vorteilhafte elektrische Ankerbremsung, die die Sicherheitsbremse wirksam unterstützt, fortfallen würde. Auch dieses Relais ist für hohe Stromstärken einzustellen.

2. Sicherheitseinrichtungen, die sich aus dem Förderbetrieb ergeben.

a) **Bremsen.***) Vorzusehen sind eine **Manövrierbremse** und eine **Sicherheitsbremse.** Bei Trommel- und Bobinenmaschinen kommt noch eine in der Regel durch Handrad und Spindel anzuziehende **Feststellbremse** für die lose Trommel oder die lose Bobine hinzu.

Die Manövrierbremse und die Sicherheitsbremse werden unter Verwendung von **Druckluft** oder durch **Elektromotor** oder **Bremsmagnet** betätigt. Bei der Ausführung mit Verwendung von Druckluft sind 2 Bremszylinder vorhanden, von denen der eine mit den Bremskränzen und Bremsklötzen und dem Gestänge die Manövrierbremse, der andere mit dem gleichen Zubehör die Sicherheitsbremse bildet. Während bei der Manövrierbremse die Druckluft die Bremsbacken unmittelbar anzieht und höchstens ein kleines Gewicht zum Abheben der Bremsbacken nötig ist, werden bei der Sicherheitsbremse die Bremsbacken durch ein Bremsgewicht betätigt, das für gewöhnlich durch die Druckluft in der Schwebe gehalten wird, also einfällt, wenn etwa der Druck der Luft zu gering ist oder die Luft aus dem Bremszylinder ausgelassen wird.

Die **Manövrierbremse** dient bei den mit der **Leonardschaltung** arbeitenden Maschinen nur zum Stillsetzen (Festhalten) der fast bis zum Stillstand verzögerten Massen, da die Verminderung der Geschwindigkeit bei jeder Belastung rein elektrisch durch Zurücklegen des den Feldwiderstand der Steuerdynamo betätigenden Steuerhebels erfolgt. Bei den durch **Drehstrommotoren** beliebiger Ausführung angetriebenen Maschinen mufs die Manövrierbremse, sobald Last eingehängt wird oder die Belastung nur gering ist, in weitestgehendem Mafse auch zum Abbremsen der bewegten Massen herangezogen werden.

Die **Sicherheitsbremse** dient zum Stillsetzen der Maschinen im Falle der Gefahr und soll einfallen:

α) beim Zuweitfahren der Förderschale über die Hängebank hinaus,

β) in dem unter 1. näher angegebenen Falle des Ausbleibens der Spannungen, sowie bei Ueberlastungen im elektrischen Teil,

γ) sobald der Maschinist mit dem Nothebel bei Gefahr die Bremse zum Einfallen bringen mufs.

Mit Hülfe eines am Sicherheitsbremszylinder angebrachten Ventils und eines mit ihm verbundenen Sperrmagneten lassen sich diese Be-

*) Anordnung u. Berechnung S. 447 ff.

dingungen bequem erfüllen. Schnelleres Einfallen der Sicherheitsbremse mit besonderer Klinkenauslösung erreicht (Brown, Boveri & Co.).

Die Druckluft wird in der Regel von einem kleinen Kompressor, der durch einen mit selbsttätiger An- und Abstellvorrichtung versehenen Motor betrieben wird, erzeugt. Mit dem Kompressor ist ein Windkessel zum Ansammeln der Druckluft verbunden.

b) **Notausschalter.** Sobald die Sicherheitsbremse einfällt, mufs rechtzeitig auch der Fördermotor aufser Wirkung gesetzt werden. Zu diesem Zwecke ist stets ein **Notausschalter** vorzusehen, der durch das Bremsgestänge beim Niederfallen des Bremsgewichtes betätigt wird. Bei Maschinen mit **Leonardschaltung** liegt er im Magnetstromkreis der Steuerdynamo, den er unter Verwendung eines Widerstandes stufenweise ausschaltet, bei Maschinen mit Antrieb durch **Drehstrommotor** im Statorkreis des Motors.

c) **Sicherheitsapparat.** Der Hauptzweck eines Sicherheitsapparates ist der, unabhängig von der Belastung zu bewirken, dafs bei Annäherung der Förderschale an die Hängebank die Geschwindigkeit derart verzögert wird, dafs die Fördermaschine beim Treiben der Schale über die Hängebank hinaus schnell genug durch die Sicherheitsbremse stillgesetzt werden kann, um ein Fahren der Schale gegen die Seilscheibe im Schachtgerüst zu verhüten. Am sichersten und einfachsten ist dies bei der Leonardschaltung und zwar dadurch zu erreichen, dafs von der Wandermutter des Teufenzeigers aus der Manövrierhebel, dem gewünschten Fahrdiagramm entsprechend, gegen Ende des Hubes in die Nullage zurückgeschoben wird. Bei Fördermaschinen mit Antrieb durch einen asynchronen Drehstrommotor hat ein Zurücklegen des Hebels in die Nullage nur bei genügender Belastung eine Verminderung der Geschwindigkeit zur Folge. Aehnlich hängt beim Doppel-Kollektormotor und beim Drehstrom-Serienmotor die Gröfse der Verzögerung beim Zurückziehen des Hebels in die Nullage von der Belastung ab. Der Sicherheitsapparat läfst sich daher nicht in so einfacher Weise wie bei den Maschinen in Leonardschaltung ausführen, sondern es sind Hülfseinrichtungen nötig, um die gewünschte Geschwindigkeitsverminderung bei jeder Belastung zu erreichen. Die SSW bauen ihre Sicherheitsapparate für derartige Fördermaschinen so, dafs bei Ueberschreitung der nach dem Geschwindigkeitsdiagramm sich ergebenden Verzögerungslinie der Manövrierhebel zurückgeschoben und, falls dies nicht genügt, die Sicherheitsbremse eingeworfen wird.

Die Sicherheitsapparate von Maschinen mit Leonardschaltung werden in der Regel derart ausgebildet, dafs sie auch die Einhaltung einer bestimmten höchsten Beschleunigung sichern, dadurch, dafs sie den Steuerhebel nur langsam, entsprechend dem gewünschten Fahrdiagramm, freigeben, was sich leicht in Verbindung mit dem Teufenzeiger ausführen läfst.

d) **Endausschalter im Schachtgerüst.** Um auch für den Fall, dafs der Sicherheitsapparat nicht richtig eingestellt sein sollte, etwa infolge Seilgleitens bei Treibscheibenmaschinen, zu verhüten, dafs die Förderschale gegen die Seilscheibe fährt, ist im Schachtgerüst etwa $^1/_2$ m über demjenigen Punkt, bis zu dem die Förderschale in regelmäfsigem Betriebe fährt, ein Endausschalter anzubringen, der, sobald er durch die Förderschale geöffnet wird, die Sicherheitsbremse zum Einfallen bringt.

D. Berechnung einer elektrischen Fördermaschine.

1. Erforderliche Berechnungsgrundlagen.

Zur Berechnung müssen gegeben sein:

h = Schachtteufe in m,
L = Fördermenge in t/st,
N = Fördermenge für d. Zug in kg (vgl. unter 2.).
G = Gewicht einer Förderschale in kg (vgl. S. 431),
W = Gewicht eines Wagens in kg (vgl. S. 431),
Anzahl der Wagen für d. Zug,
Anzahl der Etagen eines Förderkorbes,
Anzahl der Abzugbühnen,
v_0 = gröfste zulässige Fördergeschwindigkeit in m/sk (vgl. S. 431),
t_4 = Dauer einer Förderpause in sk (vgl. S. 441),

gewünschte Bauart des mechanischen Teiles, ob Treibscheibenmaschine, Trommelmaschine usw.

In Abb. 157 bis 161 sind Fördermaschinen mit vollkommenem Seilausgleich (Treibscheibenmaschinen, zylindrische Trommeln mit Unterseil) angenommen.

Für **kegelige Trommeln und Bobinen** gelten die folgenden Formeln **nicht** (vgl. auch S. 433 u. 434).

Hierbei werden die Massen und Momente zweckmäfsig auf einen mittleren Halbmesser bezogen und wird mit Winkelgeschwindigkeiten und Beschleunigungen gerechnet.

2. Geschwindigkeitsdiagramm (Abb. 157).

Die erforderliche **Zahl der Züge** in 1 st ist $z = 1000\,L : N$ und danach die Gesamtzeit für einen Zug in sk

$$T = 3600 : z = 3{,}6\,N : L.$$

Abb. 157.

Die Geschwindigkeit v_0 ergibt sich nach Bestimmung von p_a und p_v aus der Teufe h und der reinen Förderzeit/Treiben $T - t_4 = t_1 + t_2 + t_3 = t$ zu

$$v_0 = tk - \sqrt{(tk)^2 - 2\,hk}, \qquad \text{worin } k = \frac{p_a\,p_v}{p_a + p_v}.$$

Je nach den gestellten Forderungen können durch zweckentsprechende Wahl von N, v_0, t_4, p_a, p_v innerhalb der zulässigen Grenzen die Anlage- und Betriebskosten günstig beeinflufst werden.

Aus v_0, p_a, p_v und h ist das Geschwindigkeitsdiagramm bestimmt (vgl. I. Bd. S. 441 u. 442); die Annäherung: unveränderliches Beschleunigungsmoment und damit unveränderliches p_a, ebenso für p_v genügt für praktische Rechnungen.

Die zulässige **Beschleunigung** p_a hängt zunächst von der Bauart des mechanischen Teiles ab. Bei Trommelmaschinen kann sie zu 1,2 bis 1,5 m/sk² und mehr angenommen werden (um so kleiner, je gröfser die zu bewegenden Massen, damit das Anfahrdrehmoment die Motorgröfse nicht ungünstig beeinflufst), bei Koepemaschinen ist sie nach der Formel S. 1005 festzustellen und etwa 0,7 bis 0,8 dieses Wertes zu nehmen. Die **Verzögerung** p_v ist nach Möglichkeit derart zu bestimmen,

dafs nach Abstellung des Motors die in Bewegung befindlichen Massen frei auslaufen. Dieser Bedingung entspricht der Wert

$$p_v = \frac{g}{m}\eta,$$

worin m das Verhältnis des Gesamtgewichtes der in Bewegung befindlichen Massen, bezogen auf das Förderseil (vgl. S. 439), zu dem Gewicht der Nutzlast und η der **gesamte mechanische Wirkungsgrad** der Anlage ist, η kann bei Treibscheibenmaschinen mit $v = 15$ m/sk und unmittelbarer Kupplung von Förderwelle und Motor zu 0,85 bis 0,9, bei gröfseren Geschwindigkeiten etwas geringer, bei Trommelmaschinen je nach dem Gewicht der Trommeln um einige Hundertstel niedriger angenommen werden. Bei grofsen Massen und geringer zur Verfügung stehender Zeit mufs p_v gröfser gewählt werden, so dafs ein Teil der Bewegungsenergie abzubremsen ist, was bei der Leonardschaltung durch Energierückgabe in das Netz, also ohne wesentliche Verluste möglich ist.

Der Wirkungsgrad des Schachtes und des mechanischen Teiles kann bestimmt werden aus $\eta = \frac{J_h J_s}{2 J_h}$, wobei J_h der vom Fördermotor verbrauchte Strom beim Heben und J_s der zurückgegebene Strom beim Senken einer beladenen Schale mit jedesmal gleicher Geschwindigkeit ist.

3. Leistungsdiagramm des Fördermotors (Abb. 157).

$L_2 = N v_0 : 75\,\eta$ bei vollständigem Seilausgleich. Andernfalls ist $L_2 \gtrless L_3$ und zu N das jeweilige Seilübergewicht hinzuzurechnen, η durch Zuschlag zur Nutzlast zu berücksichtigen, d. h. $N' = \frac{N}{\eta}$ zu setzen, da der Gesamtwiderstand im mechanischen Teil der Einfachheit halber als unveränderlich während des ganzen Hubes anzunehmen ist, wenngleich er von der jeweiligen Geschwindigkeit abhängt und während der Beschleunigung und der Verzögerung geringer als bei voller Geschwindigkeit ist.

$$L_1 = L_2 + M p_a v_0 : 75, \quad L_4 = L_3 - M p_v v_0 : 75,$$

worin M die gesamten auf das Förderseil bezogenen Massen.

Für die Erwärmung des Motors, die dem Quadrat der jeweiligen Stromstärke entspricht, ist die „effektive Motorleistung" mafsgebend, die sich für $L_2 = L_3$ (und ähnlich für $L_2 \gtrless L_3$) bestimmt nach

$$L_e = \sqrt{\frac{L_1^2 t_1 + L_2^2 t_2 + L_4^2 t_3}{T}}.$$

Abb. 158.

Für die Bemessung ist aufserdem das gröfste, meist Anfahrdrehmoment bestimmend.

4. Drehmomentendiagramm des Fördermotors (Abb. 158).

Bei Maschinen ohne Seilausgleich ist $M_0 > M_1$. Das Drehmoment M_5 ist aufzuwenden, sobald am Ende der Fahrt unten die Förderschale auf die Aufsatzvorrichtung aufgesetzt hat und die obere Förderschale über

die Aufsatzvorrichtung gehoben werden mufs, um letztere unter den Korb schieben zu können. Die Prüfung der Motorleistung auf Hergabe des gröfsten Drehmomentes ist daher besonders bei Trommel- und Bobinenmaschinen erforderlich (vgl. S. 437).

5. Energieverbrauchsdiagramme (Abb. 159 u. 160).

Abb. 159 zeigt den Energieverbrauch der Steuerdynamo einer Anlage mit Leonardschaltung, gerechnet ohne den Energieverbrauch für die Erregung und die Nebenapparate. Es ist

Abb. 159.

$$L_1' = \frac{L_1}{\eta_1' \eta_1''}, \quad L_2' = \frac{L_2}{\eta_2' \eta_2''},$$
$$L_4' = L_4 \eta_3' \eta_3'',$$

worin η_1' und η_1'' die Ankerwirkungsgrade von Fördermotor und Steuerdynamo beim Anfahren, η_2' und η_2'' nach Erreichung der vollen Motordrehzahl, η_3' und η_3'' während der Verzögerung sind. L_0' kann ungefähr zu 0,9 $(L_1' - L_1)$ angenommen werden.

Die Linie L_5' L_6' ist ungefähr parallel $L_0' L_1'$ und $L_5' = L_0'$ und kommt in Frage, wenn am Schlusse des Förderzuges noch ein Einheben des Förderkorbes in die Hängebank nötig ist.

Bei Maschinen mit Doppel-Kollektormotor oder Drehstrom-Serienmotor ist das Energieverbrauchsdiagramm insofern günstiger, als infolge des Serienverhaltens dieser Motoren die Beschleunigung zu Beginn der Anfahrzeit gröfser als gegen Ende ist, doch läfst sich auch bei Maschinen mit Leonardschaltung ein ähnliches Energieverbrauchsdiagramm dadurch erreichen, dafs beim Sicherheitsapparat die Anfahrkurvenscheiben der gewünschten veränderlichen Beschleunigung entsprechend ausgebildet werden. Für Maschinen mit schwungradlosem Umformer ist das letztere von besonderem Vorteil.

Abb. 160.

Abb. 160 zeigt den Energieverbrauch eines asynchronen Drehstromfördermotors. L_1', L_2' und L_3' ergeben sich aus L_1, L_2 und L_3 unter Berücksichtigung des Motorwirkungsgrades bei diesen Leistungen. L_6' kommt in Frage, sobald ein Ueberheben der Förderschale über die Hängebank nötig wird, um die Aufsatzvorrichtungen unter die Schale zu schieben. $L_0' = L_1'$ bei unveränderlichem Anfahrdrehmoment.

Für die Berechnung des Gesamtenergieverbrauchs sind noch je nach dem System zu berücksichtigen der Aufwand für Erregung (s. 6.), für den Luftkompressor der Bremse, die Nebenapparate (Bremsauslösmagnet), Schwungrad- und Umformer-Reibungsverluste (s. 7.), Wirkungsgrad des Antriebmotors der Steuerdynamo und zusätzliche Verluste durch den Schlupfwiderstand (i. M. = $1/2\ \sigma$ %, wenn σ zusätzlicher Schlupf in %), oder Verluste durch die Pufferdynamo (s. 8.), Leitungsverluste. In den Abb. 157 bis 161 ist kein Umsetzen angenommen, für das sich der Energieverbrauch ähnlich wie beim Einheben stellt.

6. Energieverbrauchsdiagramm der Erregermaschine einer Anlage mit Leonardschaltung (Abb. 161).

Abb. 161.

Den Verlauf des Energieverbrauchs für die Erregung des Fördermotors stellt der Linienzug

0 — 1 — 2 — 3 — 0, der Anlafsdynamo 1 — 4 — 5 — 2 dar. Während der Förderpausen wird die Erregung des Fördermotors auf etwa die Hälfte geschwächt durch Vorschaltung eines Widerstandes (zu beachten Zeit bis zur Erreichung voller Erregung, die beim Anfahren erforderlich ist).

7. Bestimmung des Schwungradgewichtes.

Ist F_2 in PSsk die über den mittleren Energieverbrauch L_m der Steuerdynamo überschiefsende Fläche, Abb. 159, zu der bei angekuppelter Erregerdynamo F_e die über L_{me} (Abb. 161) liegende hinzuzurechnen ist, so gilt:

$$GD^2 = \frac{536\,750\,F_2}{n_1^2 - n_2^2}, \qquad J = \frac{134{,}2\,F_2}{\gamma\,(n_1^2 - n_2^2)},$$

worin GD^2 das Schwungmoment in kgm², J das Trägheitsmoment in m⁵, γ das spez. Gewicht des Schwungrades, n_1 und n_2 die Uml./Min. sind, n_2 wird etwa $= 0{,}88\,n_1$ genommen.

Für Ilgnerschwungräder wird die gröfste Umfangsgeschwindigkeit, bei Stahlgufsrädern zu etwa 100 bis 150 m/sk gewählt, die Uml./Min. je nach dem Gewicht zu 375 bis 1500, der gröfste Durchmesser bis 4,4 m (Bahntransport!). Es sind Räder bis 50 t ausgeführt. Reibungsverluste S. 1012; Berechnung s. Stodola, Dampfturbinen.

8. Bestimmung einer Puffermaschine und Batterie.

Die Antriebsmaschine des aus Puffer- und Steuerdynamo bestehenden Maschinensatzes hat L_m PS, also $L_m T$ PSsk/Zug zu leisten. Da die Pufferung nicht verlustlos geschieht, ist $L_m T$ nicht gleich F, dem Energieverbrauch der Steuerdynamo. Bezeichnen η_d und η_m die Wirkungsgrade der Puffermaschine als Generator und Motor, η_b den der Batterie, so nimmt die Puffermaschine als Generator F_1 PSsk (die unter L_m in Abb. 159 S. 1019 liegende schraffierte Fläche) auf, gibt an die Batterie $F_1 \eta_g$ PSsk ab, diese an die Puffermaschine als Motor $F_1 \eta_g \eta_b$, und an die Steuerdynamo werden $F_1 \eta_g \eta_b \eta_m = F_2$ PSsk abgegeben, worin F_2 die über L_m überschiefsende Fläche in Abb. 159 S. 1019 ist. Die Antriebsmaschine gibt unmittelbar F_3 PSsk (die unter L_m liegende, nicht schraffierte Fläche in Abb. 159 S. 1019) ab. Daraus folgt

$$F_1 + F_3 = L_m T; \quad F_1 \eta_g \eta_b \eta_m = F_2; \quad F_2 + F_3 = F.$$

Man mufs L_m so wählen, dafs diese Gleichungen erfüllt werden, worauf Leistungen und Stromstärken für Pufferdynamo und Batterie sich aus Abb. 159 ergeben, gegebenenfalls unter Berücksichtigung des Erregungs-Energieverbrauchs (s. 6.).

Zu beachten ist, dafs bei geringer Zügezahl, wenn der Energieverbrauch annähernd gleichmäfsig bleiben soll, die auf die Batterie entfallenden Stromstöfse gröfser als bei voller Zügezahl sind.

SACHVERZEICHNIS

des ersten, zweiten und dritten Bandes.

Die arabischen Ziffern bedeuten die Seitenzahlen, die römischen die der Bände.
*** bedeutet Tafel.**

A.

B.

C.

M.

O.

P.

Q.

Buchdruckerei Gebrüder Ernst, Berlin SW 68.